



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

SYSTÉM UCPÁVKOVÉ PÁRY PRO PARNÍ TURBÍNU

GLAND STEAM SYSTEM FOR A STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Šimon Skala

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Šimon Skala**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Systém ucpávkové páry pro parní turbínu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na výpočet a dimenzování ucpávkového systému parní turbíny s cílem vytvoření typového poptávkového listu pro dodavatele komponent.

Cíle diplomové práce:

- Předběžný termodynamický výpočet turbíny (bilanční schéma, předběžný výpočet regulačního stupně a stupňové části).
- Popis systému odvodu ucpávkové páry (funkce, popis, PID schéma).
- Výpočet parametrů páry v ucpávkovém systému pro různé provozní stavy.
- Optimalizace včetně návrhu armatur.
- Vytvoření standardního poptávkového listu pro objednání zařízení UP.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá předběžným návrhem kondenzační parní turbíny se třemi ne-regulovanými odběry a návrhem i popisem jejího systému ucpávkové páry. Parametry páry v klíčových bodech jsou určeny v tepelném schématu oběhu. U systému ucpávkové páry byly určeny parametry páry pro různé provozní stavy. Také je zde popsán vliv tlaku v systému ucpávkové páry na výkon turbíny a jeho vhodná volba. Na závěr byl na základě vypočtených hodnot vytvořen poptávkový list pro zařízení systému ucpávkové páry.

Klíčová slova

Parní kondenzační turbína, tepelné schéma, termodynamický výpočet, systém ucpávkové páry.

Abstract

The diploma thesis deals with preliminary design of condensing steam turbine with three unregulated steam outputs and its gland steam system particularly its description and design. The steam parameters in key outputs were determined in heat balance. The gland steam system parameters were calculated for different operating conditions. It also describes influence of pressure on performance of turbine in gland steam system. Finally, the inquiry sheet for gland steam system device was created based on calculated values.

Keywords

Condensing steam turbine, heat balance, thermodynamic calculation, gland steam system.

Bibliografická citace

SKALA, Š. *Systém ucpávkové páry pro parní turbínu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 140 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Prohlášení o autorství

Tímto prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s využitím vlastních znalostí, odborné literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce doc. Ing. Janem Fiedlerem Dr. a konzultantem Ing. Pavlem Sedlákem ze společnosti Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o.

V Brně dne 19. května 2017

Šimon Skala

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi Dr. a mému odbornému konzultantovi Ing. Pavlovi Sedlákovvi za jejich vstřícný, konstruktivní přístup, dobré rady, a hlavně cenný čas, který mi při tvorbě této práce věnovali. Také bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni, kteří mě podporovali v průběhu dosavadního studia.

Obsah

Úvod.....	17
1 Tepelné schéma.....	18
1.1 Zadané parametry	18
1.2 Výpočet parametrů v klíčových bodech	19
1.2.1 Turbína	19
1.2.2 Kondenzátor	19
1.2.3 Kondenzátní čerpadlo.....	20
1.2.4 Odplynovák	21
1.2.5 Systém ucpávkové páry.....	22
1.2.6 Napájecí čerpadlo	23
1.2.7 Kotel.....	24
1.2.8 Odběr pro vysokotlaký ohřívák.....	24
1.2.9 Odběr pro odplynovák.....	26
1.2.10 Odběr pro nízkotlaký ohřívák	27
1.2.11 Balance hmotnostních toků.....	29
1.3 Vypočítané hodnoty.....	31
2 Předběžný návrh regulačního stupně	32
2.1 Zadané parametry	32
2.2 Výpočet regulačního stupně	32
2.2.1 Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm	32
2.2.2 Tlakové poměry v dýze	33
2.2.3 Velikost ztráty ve statoru.....	33
2.2.4 Délka výstupní hrany lopatky při totálním ostříku.....	34
2.2.5 Optimální délka rozváděcí lopatky	34
2.2.6 Redukované veličiny	35
2.2.7 Parciální ostřík.....	36
2.2.8 Vnitřní výkon regulačního stupně.....	36
2.2.9 Koncový bod expanze ve stupni	37
2.3 Vypočítané hodnoty.....	38
3 Předběžný návrh stupňové části s přetlakovým lopatkováním	39
3.1 Rozdělení na kužele.....	39
3.2 Předběžný výpočet kuželů	39
3.2.1 Parsonovo číslo	39
3.2.2 Vstupní a výstupní úhly.....	39
3.2.3 Metoda c_a/u	39
3.2.4 Hmotnostní průtok kuželem	40
3.2.5 Volba délky vstupní lopatky kuželu	41
3.2.6 Střední průměr lopatkování na vstupu do kužele	41
3.2.7 Určení parametrů na konci kužele.....	41
3.2.8 Střední průměr lopatkování na výstupu z kužele	42
3.2.9 Délka výstupní lopatky kuželu	42
3.2.10 Počet přetlakových stupňů v kuželu	42
3.2.11 Ztráta radiální mezerou	42
3.2.12 Ztráta rozvějířením	43
3.2.13 Ztráta vlhkostí páry	43
3.2.14 Součinitel zpětného využití ztrát	44
3.2.15 Vnitřní účinnost kuželu bez ztráty výstupní rychlostí.....	44
3.2.16 Ztráta výstupní rychlostí.....	44

3.2.17	Entalpický spád připadající na kužel se zahrnutím ztráty výstupní rychlosti za posledním stupněm.....	45
3.2.18	Vnitřní termodynamická účinnost kužele se zahrnutím výstupní rychlosti.....	45
3.2.19	Vnitřní výkon kuželu	45
3.3	Návrh průtočného kanálu	45
3.4	Vypočítané hodnoty	46
4	Armatury použité v systému ucpávkové páry	50
4.1	Uzavírací armatury.....	50
4.1.1	Uzavírací ventil.....	51
4.2	Regulační armatury.....	52
4.3	Ostatní armatury.....	53
4.3.1	Filtr, síto.....	53
4.3.2	Odvaděč kondenzátu.....	54
4.3.2.1	Termický (bimetalový) odvaděč.....	54
4.3.2.2	Plovákový odvaděč	54
4.3.3	Mařič energie (clona).....	55
5	Schéma systému ucpávkové páry.....	56
5.1	Schématické značky	56
5.2	Identifikační systém (KKS)	56
5.2.1	Označení systémů	57
5.2.2	Označení potrubních větví.....	57
5.2.3	Označení armatur.....	58
5.2.4	Označení zařízení.....	58
5.2.5	Označení měření	59
5.2.6	P&ID schéma systému ucpávkové páry.....	61
6	Systém ucpávkové páry.....	62
6.1	Tlaky v systému ucpávkové páry.....	62
6.2	Popis ucpávkového systému parní turbíny.....	62
6.3	Použití ucpávkového systému.....	63
6.3.1	Vakuace při najíždění turbíny.....	63
6.3.2	Provoz turbíny	63
6.4	Poruchy v systému ucpávkové páry.....	63
6.4.1	Prasklá trubka v kondenzátoru ucpávkové páry	63
6.4.2	Porucha odvaděče kondenzátu.....	63
6.4.3	Porucha ventilátoru.....	64
6.5	Ucpávky	64
6.5.1	Dotykové ucpávky	64
6.5.2	Bezdotykové labyrintové ucpávky	64
6.6	Odvodnění systému ucpávkové páry	65
6.6.1	Odvodnění při najíždění turbíny.....	65
6.6.2	Trvalé provozní odvodnění s odvaděčem kondenzátu.....	66
6.6.3	Trvalé odvodnění s clonou.....	66
6.7	Kondenzátor ucpávkové páry.....	67
7	Minimální parametry páry pro start SUP	68
7.1	Minimální parametry pro start za studena.....	68
7.2	Výpočet minimálních parametrů pro start za studena.....	68
7.2.1	Minimální tlaky pro start za studena	68
7.2.2	Minimální teploty pro start za studena	68
7.3	Minimální parametry pro start za tepla	69

7.4	Výpočet minimálních parametrů pro start za tepla.....	69
7.4.1	Minimální tlaky pro start za tepla	69
7.4.2	Minimální teploty pro start za tepla	69
7.5	Určené hodnoty	70
8	Výpočet systému ucpávkové páry	71
8.1	Výpočet předních rotorových ucpávek.....	71
8.1.1	Parametry ucpávky A	72
8.1.2	Parametry ucpávky B	72
8.1.3	Parametry ucpávky C	73
8.1.4	Radiální vůle mezi břity	73
8.1.5	Hmotnostní průtok ucpávkami	74
8.2	Vypočítané hodnoty předních rotorových ucpávek	75
8.3	Výpočet zadních rotorových ucpávek	76
8.3.1	Parametry ucpávky D	76
8.3.2	Parametry ucpávky E	77
8.3.3	Parametry ucpávky F	77
8.3.4	Radiální vůle mezi břity	78
8.3.5	Hmotnostní průtok ucpávkami	78
8.4	Vypočítané hodnoty zadních rotorových ucpávek	80
8.5	Výpočet systému ucpávkové páry s novými ucpávkami.....	81
8.5.1	Regulační ventil.....	82
8.5.2	Přední rotorové ucpávky	82
8.5.3	Zadní rotorové ucpávky	83
8.5.4	Odvodnění 1	84
8.5.5	Odvodnění 2	85
8.5.6	Vstřík.....	86
8.5.7	Kondenzátor ucpávkové páry	87
8.5.8	Množství zhlcovací páry.....	90
8.6	Vypočítané hodnoty SUP s novými ucpávkami	90
8.7	Výpočet systému ucpávkové páry s vyšlehanými ucpávkami.....	95
8.8	Vypočítané hodnoty SUP s vyšlehanými ucpávkami.....	95
9	Vyrovnávací píst	100
9.1	Výpočet vyrovnávacího pístu	100
9.1.1	Parametry ucpávky vyrovnávacího pístu	100
9.1.2	Radiální vůle mezi břity vyrovnávacího pístu.....	101
9.1.3	Hmotnostní průtok ucpávkou vyrovnávacího pístu	101
9.2	Vypočítané hodnoty vyrovnávacího pístu	102
9.3	Výpočet odběru za vyrovnávacím pístem	102
9.3.1	Vyrovnávací píst s novými ucpávkami	102
9.3.2	Vyrovnávací píst s vyšlehanými ucpávkami.....	103
9.4	Vypočítané hodnoty odběru za vyrovnávacím pístem	104
10	Výpočet parametrů v systému ucpávkové páry	105
10.1	Výpočet parametrů SUP pro teplý start.....	105
10.2	Vypočítané hodnoty SUP pro teplý start	106
10.3	Výpočet parametrů SUP pro studený start	107
10.4	Vypočítané hodnoty SUP pro studený start.....	108
11	Vlastnosti potrubí a armatur v systému ucpávkové páry	109
11.1	Pohony regulačních armatur	109
11.1.1	Elektromechanické pohony	109
11.1.2	Pneumatické pohony	109

11.1.3	Poloha armatur při poruše.....	109
11.2	Design parametry potrubí a armatur	109
11.2.1	Design parametry pro systém MAW10 (žlutá oblast)	110
11.2.2	Design parametry pro systém LCE10 (zelená oblast)	110
11.2.3	Design parametry pro systém MAW20 (růžová oblast)	111
11.2.4	Design parametry pro systém MAW30 (šedá oblast).....	111
11.2.5	Design parametry pro systém MAM10 (červená oblast).....	111
11.2.6	Design parametry pro systém MAM20 (modrá oblast).....	112
11.2.7	Design parametry pro systém MAM30 (oranžová oblast)	112
11.2.8	Design parametry pro systém MAM40, MAM50 (fialová oblast)	112
11.2.9	Design parametry pro systém MAM60 (hnědá oblast).....	113
11.2.10	Design parametry pro systém MAM70 (stříbrná oblast).....	113
11.2.11	Design parametry pro systém MAL10 (azurová oblast).....	113
11.3	Vypočítané hodnoty design parametrů potrubí	114
11.4	Dimenze potrubí a armatur	116
11.4.1	Výpočet úseků 1 – 17	120
11.4.2	Výpočet úseků 18, 19	121
11.4.3	Výpočet úseku 20	122
11.5	Vyhodnocení dimenzí potrubí a armatur	122
12	Optimalizace SUP	124
12.1	Výpočet hmotnostních průtoků při různých tlacích zahlcovací páry.....	124
12.2	Výpočet vnitřního výkonu turbíny	125
12.3	Vyhodnocení vypočítaných hodnot	126
12.4	Porovnání optimálního a neoptimálních stavů.....	126
13	Poptávkový list pro zařízení systému ucpávkové páry	128
Závěr.....		130
Seznam použitých zdrojů		132
Seznam použitých zkratk a symbolů		134
Seznam příloh.....		140

Úvod

Moderní energetika je stále založena na výrobě elektřiny pomocí parních turbín. I přes velký technický pokrok v obnovitelných zdrojích, a i přes jejich současnou ohromnou expanzi se energetika hlavně bez jaderných a tepelných elektráren vyrábějících elektrickou energii pomocí parních turbín neobejde. Bez těchto zařízení by se totiž jen těžko udržela stabilita celé elektrické sítě, protože výroba energie u obnovitelných zdrojů je závislá na počasí a elektrická soustava čelí velkým výkyvům.

Energetika je dynamický a stále se rozvíjející obor, a já chci být jeho součástí. Proto jsem si vybral diplomovou práci u společnosti Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o. s dlouholetou tradicí v tomto odvětví.

Cílem diplomové práce je navrhnout systém ucpávkové páry pro kondenzační parní turbínu podle parametrů zadaných společností Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o.

Nejprve je třeba určit tepelné schéma oběhu, kde se určí parametry média ve všech klíčových bodech důležitých pro další výpočty. Na tepelné schéma se navazuje předběžným návrhem regulačního stupně a stupňové části s přetlakovým lopatkováním, který je za potřeby k určení vnitřního výkonu turbíny.

Další část diplomové práce se zabývá systémem ucpávkové páry parní kondenzační turbíny. Nejprve je potřeba vytvořit P&ID schéma ucpávkového systému, pro které je použit identifikačním systémem KKS (Kraftwerk Kennzeichen System). Popisuje se zde funkce a použití systému ucpávkové páry a jeho jednotlivé komponenty (ucpávky, armatury). Dále se zde řeší provozní stavy systému ucpávkové páry a odvodnění systému ucpávkové páry. Výpočty jsou provedeny pro systém ucpávkové páry s novými a vyšlehanými ucpávkami. Z vypočtených hodnot jsou určeny design parametry a dimenze potrubí a armatur. Také jsou zde vypočítány a popsány parametry vyrovnávacího pístu a jeho vliv na systém ucpávkové páry a vnitřní výkon turbíny.

V optimalizaci systému ucpávkové páry se diplomová práce zabývá návrhem optimálního odsávacího tlaku parovzdušné směsi a optimálního tlaku zahlcovací páry. Tyto tlaky ovlivňují hmotnostní průtok odběrem zahlcovací páry do systému ucpávkové páry a tím i vnitřní výkon turbíny. Tato skutečnost je ověřena výpočty pro různé tlaky zahlcovací páry, při kterých se pozoruje změna vnitřního výkonu turbíny.

Pomocí vypočítaných hodnot v diplomové práci je vytvořen poptávkový list pro zařízení systému ucpávkové páry. Na základě tohoto poptávkového listu je nabídkovým projektantem z firmy Polnacorp vytvořen nabídkový list.

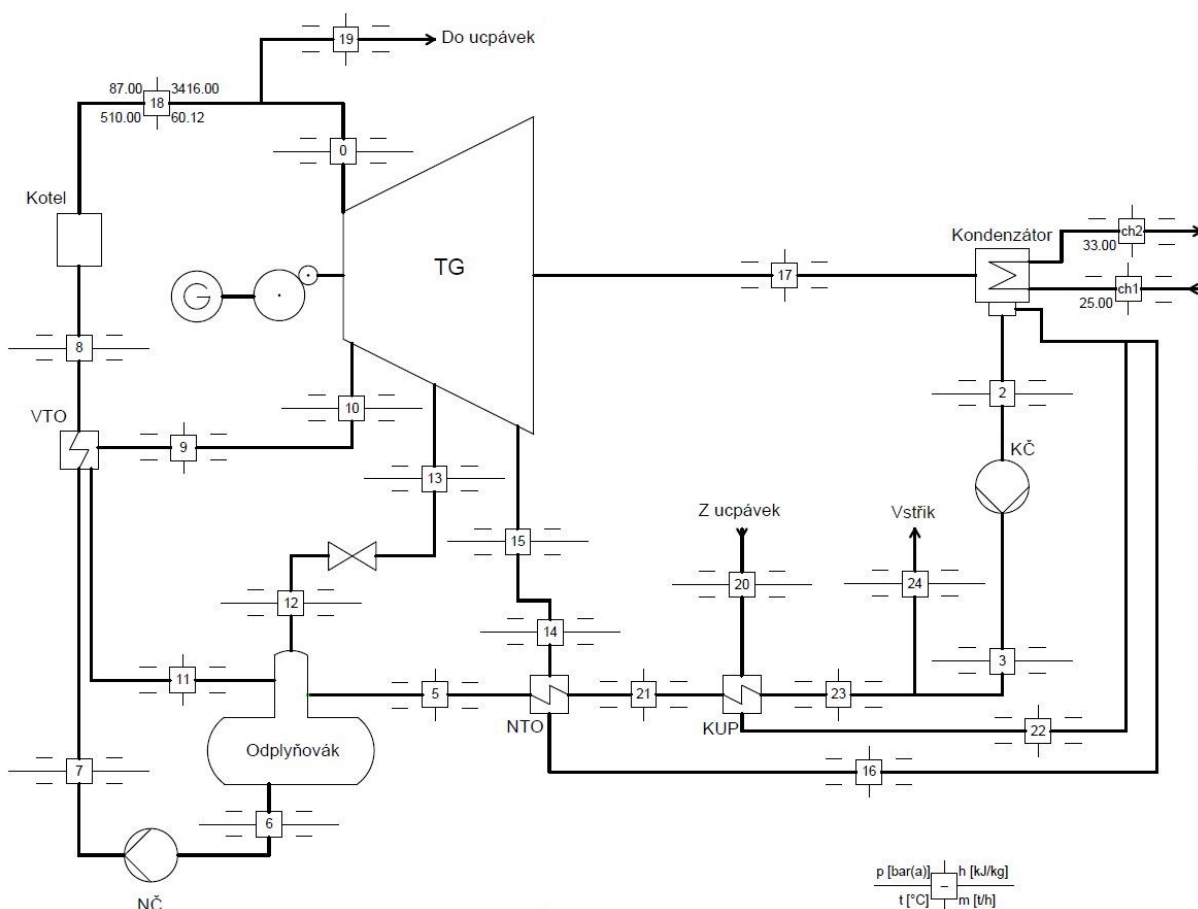
1 Tepelné schéma

Důležitou částí každého elektrárenského či teplárenského projektu, jehož součástí je parní turbína, je tzv. tepelné schéma. Jsou v něm zobrazena všechna zařízení a stroje, které jsou nezbytné pro chod projektovaného zařízení. Tepelné schéma také obsahuje parametry (entalpii, tlak, hmotnostní průtok a teplotu) páry, kondenzátu či vody v každém klíčovém bodě schématu. Z těchto údajů se následně vychází při dalších výpočtech.

1.1 Zadané parametry

Parametry zadané společností Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o:

- Tlak páry za kotlem $p_{18} = 87 \text{ bar(a)}$
- Teplota páry za kotlem $t_{18} = 510 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Entalpie páry za kotlem $h_{18} = 3416 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- Hmotnostní průtok páry za kotlem $\dot{m}_{18} = 60,12 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$
- Teplota v odplyňováku $t_4 = 125 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru $t_{ch1} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$



Obrázek 1: Tepelné schéma se zadanými parametry

1.2 Výpočet parametrů v klíčových bodech

Při výpočtu parametrů v bilančním schématu byly uvažovány nové ucpávky, a to jak pro systém ucpávkové páry (SUP), tak i pro vyrovnávací píst turbíny. Podrobný výpočet a vypočítané hodnoty systému ucpávkové páry jsou uvedeny v kapitole 8 a hodnoty pro vyrovnávací píst v kapitole 9.

1.2.1 Turbína

Parametry páry před turbínou (bod 0)

Tlak páry před turbínou

$$p_0 = p_{18} \quad (1.2.1-1)$$

Entalpie páry před turbínou

$$h_0 = h_{18} \quad (1.2.1-2)$$

Teplota páry před turbínou

$$t_0 = t_{18} \quad (1.2.1-3)$$

1.2.2 Kondenzátor

Volené hodnoty:

- Ohřev chladicí vody

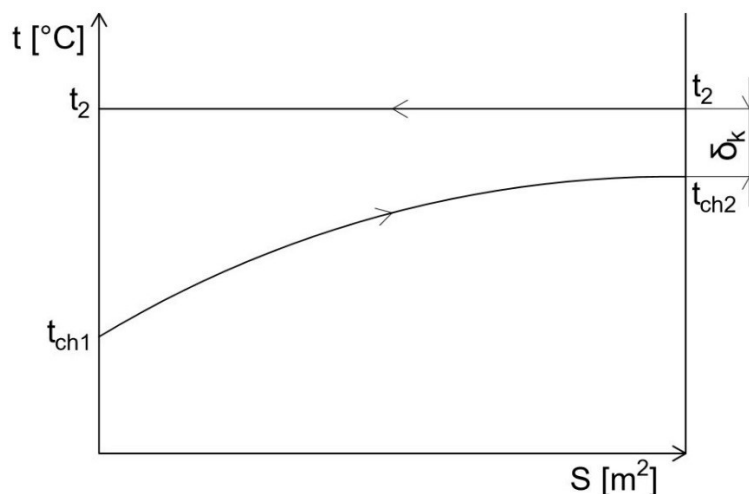
$$\Delta t_{ch} = 9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Nedohřev

$$\delta_k = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ohřev chladicí vody se volí s ohledem na vlastnosti daného kondenzátoru a průtočném množství chladicí vody kondenzátorem. Pokud je předpoklad na menší průtočné množství chladicí vody, volí se ohřev v rozmezí 7 – 11 °C. Pokud se předpokládá, že kondenzátorem bude protékat značné množství chladicí vody, volí se ohřev v rozsahu 5 – 6 °C.[1]

Nedohřev je volen s ohledem na velikost teplosměnné plochy kondenzátoru. Čím je teplosměnná plocha kondenzátoru větší, tím menší je nedohřev. Velikost nedohřevu se u kondenzátorů s malým průtokem chladicí vody volí 4 – 6 °C. U kondenzátorů s velkým průtokem 7 – 9 °C.[1]



Obrázek 2: Teplotní poměry v kondenzátoru

Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru

$$t_{ch2} = t_{ch1} + \Delta t_{ch} \quad (1.2.2-1)$$

Parametry páry před kondenzátorem (bod 17)

Teplota páry před kondenzátorem

$$t_{17} = \Delta t_{ch} + \delta_k + t_{ch1} \quad (1.2.2-2)$$

Tlak páry před kondenzátorem

$$p_{17} = f(t_{17}; x = 1) \quad (1.2.2-3)$$

Entalpie páry před kondenzátorem

$$h_{17} = f(p_{17}; x = 1) \quad (1.2.2-4)$$

Parametry kondenzátu za kondenzátorem (bod 2)

Teplota kondenzátu za kondenzátorem

$$t_2 = t_{17} \quad (1.2.2-5)$$

Tlak kondenzátu za kondenzátorem

$$p_2 = f(t_2; x = 0) \quad (1.2.2-6)$$

Entalpie kondenzátu za kondenzátorem

$$h_2 = f(p_2; x = 0) \quad (1.2.2-7)$$

1.2.3 Kondenzátní čerpadlo

Volené hodnoty:

- Součet tlakových ztrát všech ohříváků v nízkotlaké části regeneračního systému

$$\Delta p_{NTO} = \Delta p_{NTO1} + \Delta p_{KUP} = 1,6 \text{ bar}$$

kde $\Delta p_{NTO1} = 1 \text{ bar}$; $\Delta p_{KUP} = 0,6 \text{ bar}$

- Tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu

$$\Delta p_{\check{K}} = 3,1 \text{ bar}$$

- Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace

$$\Delta p_{KP} = 1,2 \text{ bar}$$

- Tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru

$$\Delta p_{rh} = 5 \text{ bar}$$

- Rozdíl tlaku daný převýšením mezi odplynovákem a čerpadlem

$$\Delta p_{geod} = 2 \text{ bar}$$

- Účinnost kondenzátního čerpadla

$$\eta_{K\check{C}} = 0,78$$

Tlaková ztráta u regeneračních ohříváků se pohybuje v rozmezí 0,5 bar až 1 bar. Kondenzátor ucpávkové páry má tlakovou ztrátu 0,5 bar až 0,7 bar. V tomto případě je uvažována tlaková ztráta jednoho nízkotlakého regeneračního ohříváku (1 bar) a kondenzátoru ucpávkové páry (0,6 bar).[2]

U zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu se tlaková ztráta pohybuje v rozmezí 3 bar až 5 bar. Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace se pohybuje od 1 bar až do 2 bar a ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru je zhruba 5 bar.[2]

Rozdíl tlaku daný převýšením mezi odplyňovákem a čerpadlem je závislý na umístění napájecí nádrže a pohybuje se v rozmezí 1,5 až 4 bar. Při jeho určení se vychází z hydrostatického tlaku:[2]

$$\Delta p_{geod} = \Delta h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^7 \quad (1.2.3-1)$$

Přírůstek tlaku v kondenzátním čerpadle

$$\Delta p_{K\check{C}} = \Delta p_{nn} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{\check{C}K} + \Delta p_{KP} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geod} \quad (1.2.3-2)$$

kde Δp_{nn} se určí ze vztahu:

$$\Delta p_{nn} = f(t_4; x = 0) \quad (1.2.3-3)$$

Přírůstek entalpie v kondenzátním čerpadle

$$\Delta h_{K\check{C}} = \frac{\Delta p_{K\check{C}} \cdot v_{K\check{C}}}{\eta_{K\check{C}}} \quad (1.2.3-4)$$

kde $v_{K\check{C}}$ je měrný objem kondenzátu v čerpadle (pro výpočet byl uvažován stav kondenzátu před čerpadlem)

Parametry kondenzátu za kondenzátním čerpadlem (bod 3)

Tlak kondenzátu za kondenzátním čerpadlem

$$p_3 = p_2 + \Delta p_{K\check{C}} \quad (1.2.3-5)$$

Entalpie kondenzátu za kondenzátním čerpadlem

$$h_3 = h_2 + \Delta h_{K\check{C}} \quad (1.2.3-6)$$

Teplota kondenzátu za kondenzátním čerpadlem

$$t_3 = f(p_3; h_3) \quad (1.2.3-7)$$

1.2.4 Odplyňovák

Volené hodnoty:

- Ohřev kondenzátu na vstupu do odplyňováku

$$\Delta t_{OK} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Parametry kondenzátu před odplyňovákem (bod 5)

Tlak kondenzátu před odplyňovákem

$$p_5 = p_3 - \Delta p_{NTO} \quad (1.2.4-1)$$

Teplota kondenzátu před odplyňovákem

$$t_5 = t_4 - \Delta t_{OK} \quad (1.2.4-2)$$

Entalpie kondenzátu před odplyňovákem

$$h_5 = f(p_5; h_5) \quad (1.2.4-3)$$

Parametry kondenzátu za odplyňovákem (bod 6)

Teplota kondenzátu za odplyňovákem

$$t_6 = t_4 \quad (1.2.4-4)$$

Tlak kondenzátu za odplyňovákem

$$p_6 = f(t_6; x = 0) \quad (1.2.4-5)$$

Entalpie kondenzátu za odplyňovákem

$$h_6 = f(t_6; x = 0) \quad (1.2.4-6)$$

1.2.5 System ucpávkové páry

Parametry odběru páry pro SUP (bod 19)

Tlak odběru páry pro SUP

$$p_{19} = p_{18} \quad (1.2.5-1)$$

Entalpie odběru páry pro SUP

$$h_{19} = h_{18} \quad (1.2.5-2)$$

Teplota odběru páry pro SUP

$$t_{19} = t_{18} \quad (1.2.5-3)$$

Parametry páry před KUP (bod 20)

Tlak páry před KUP

$$p_{20} = p_{KUP} \quad (1.2.5-4)$$

Entalpie páry před KUP

$$h_{20} = h_{KUP} \quad (1.2.5-5)$$

Teplota páry před KUP

$$t_{20} = t_{KUP} \quad (1.2.5-6)$$

Parametry odběru kondenzátu pro vstřík do SUP (bod 24)

Tlak odběru kondenzátu pro vstřík do SUP

$$p_{24} = p_3 \quad (1.2.5-7)$$

Entalpie odběru kondenzátu pro vstřík do SUP

$$h_{24} = h_3 \quad (1.2.5-8)$$

Teplota odběru kondenzátu pro vstřík do SUP

$$t_{24} = t_3 \quad (1.2.5-9)$$

Parametry hlavního kondenzátu před KUP (bod 23)

Tlak hlavního kondenzátu před KUP

$$p_{23} = p_3 \quad (1.2.5-10)$$

Entalpie hlavního kondenzátu před KUP

$$h_{23} = h_3 \quad (1.2.5-11)$$

Teplota hlavního kondenzátu před KUP

$$t_{23} = t_3 \quad (1.2.5-12)$$

Parametry kondenzátu za KUP (bod 22)

Tlak kondenzátu za KUP

$$p_{22} = p_{20} \quad (1.2.5-13)$$

Entalpie kondenzátu za KUP

$$h_{22} = f(p_{22}; x = 0) \quad (1.2.5-14)$$

Teplota kondenzátu za KUP

$$t_{22} = f(p_{22}; x = 0) \quad (1.2.5-15)$$

Parametry hlavního kondenzátu za KUP (bod 21)

Tlak hlavního kondenzátu za KUP

$$p_{21} = p_{23} - \Delta p_{KUP} \quad (1.2.5-16)$$

Entalpie hlavního kondenzátu za KUP

$$\dot{m}_{20} \cdot h_{20} + \dot{m}_{23} \cdot h_{23} = \dot{m}_{22} \cdot h_{22} + \dot{m}_{21} \cdot h_{21} \quad (1.2.5-17)$$

$$h_{21} = \frac{\dot{m}_{20} \cdot h_{20} + \dot{m}_{23} \cdot h_{23} - \dot{m}_{22} \cdot h_{22}}{\dot{m}_{21}} \quad (1.2.5-18)$$

Teplota hlavního kondenzátu za KUP

$$t_{21} = f(p_{21}; h_{21}) \quad (1.2.5-19)$$

1.2.6 Napájecí čerpadlo

Volené hodnoty:

- Tlakové ztráty v parním potrubí mezi turbínou a kotlem
 $\Delta p_{pp} = 3,48 \text{ bar}$
- Tlakové ztráty na vodní straně kotle
 $\Delta p_K = 13,05 \text{ bar}$
- Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody
 $\Delta p_{np} = 2 \text{ bar}$
- Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody
 $\Delta p_{rn} = 10 \text{ bar}$
- Součet tlakových ztrát vysokotlakých ohříváků
 $\Delta p_{VTO} = 1 \text{ bar}$
- Rozdíl tlaku daný převýšením mezi odplynovákem a čerpadlem
 $\Delta p_{geod} = 1,5 \text{ bar}$
- Účinnost napájecího čerpadla
 $\eta_{K\check{c}} = 0,78$

Tlakové ztráty v parním potrubí mezi turbínou a kotlem se určují podle vztahu:[2]

$$\Delta p_{pp} = (0,04 \text{ až } 0,09) \cdot p_0 \text{ (voleno } 0,04) \quad (1.2.6-1)$$

Tlakové ztráty na vodní straně kotle se určují ze vztahu:[2]

$$\Delta p_K = (0,15 \text{ až } 0,20) \cdot p_0 \text{ (voleno } 0,15) \quad (1.2.6-2)$$

Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody jsou v rozmezí 0,2 až 0,3 bar. Tlaková ztráta v regulačním ventilu je přibližně 10 bar a ztráta pro jeden vysokotlaký ohřívák cca 1 bar.[2]

Rozdíl tlaku daný převýšením mezi kotlem a čerpadlem je stejně jako u kondenzačních čerpadel závislý na umístění napájecí nádrže a pohybuje se v rozmezí 1,5 až 4 bar. Vychází se zde opět z hydrostatického tlaku:[2]

$$\Delta p_{geod} = \Delta h \cdot \rho \cdot g \cdot 10^7 \quad (1.2.6-3)$$

Tlak za napájecím čerpadlem

$$p_{N\check{c}} = p_0 + \Delta p_{pp} + \Delta p_K + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{VTO} + \Delta p_{geod} \quad (1.2.6-4)$$

Přírůstek tlaku v napájecím čerpadle

$$\Delta p_{N\check{c}} = p_{N\check{c}} - p_{nn} \quad (1.2.6-5)$$

kde Δp_{nn} se určí ze vztahu:

$$\Delta p_{nn} = f(t_4; x = 0) \quad (1.2.6-6)$$

Přírůstek entalpie v napájecím čerpadle

$$\Delta h_{N\check{c}} = \frac{\Delta p_{N\check{c}} \cdot v_{N\check{c}}}{\eta_{N\check{c}}} \quad (1.2.6-7)$$

kde $v_{N\check{c}}$ je měrný objem vody v čerpadle (pro výpočet byl uvažován stav vody před čerpadlem)

Parametry vody za napájecím čerpadlem (bod 7)

Tlak vody za napájecím čerpadlem

$$p_7 = p_{N\check{c}} \quad (1.2.6-8)$$

Entalpie vody za napájecím čerpadlem

$$h_7 = h_6 + \Delta h_{N\check{c}} \quad (1.2.6-9)$$

Teplota vody za napájecím čerpadlem

$$t_7 = f(p_7; h_7) \quad (1.2.6-10)$$

1.2.7 Kotel

Volené hodnoty:

- Teplota vody za vysokotlakým regeneračním ohřívákem (VTO)

$$t_8 = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Parametry vody před kotlem (bod 8)

Tlak vody před kotlem

$$p_8 = p_7 - \Delta p_{VTO} \quad (1.2.7-1)$$

Teplota vody před kotlem

$$t_8 = 180 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.2.7-2)$$

Entalpie vody před kotlem

$$h_8 = f(p_8; t_8) \quad (1.2.7-3)$$

1.2.8 Odběr pro vysokotlaký ohřívák

Volené hodnoty:

- Nedohřev

$$\delta_{VTO} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- Termodynamická účinnost turbíny

$$\eta_{tai} = 0,8$$

Nedohřev je volen s ohledem na velikost teplosměnné plochy ohříváku. Čím je teplosměnná plocha ohříváku větší, tím menší je nedohřev. U vysokotlakého ohříváku (VTO) je vhodné volit δ_{VTO} větší než δ_{NTO} proto, aby rozměry vysokotlakých ohříváků byly menší a tím i menší ztráty tepla do okolí. U VTO se nedohřev volí 4 °C až 5 °C [1]

Tlak páry v odběru pro VTO

$$p_{10} = p_9 \cdot (1 + \delta_{p2}) \quad (1.2.8-1)$$

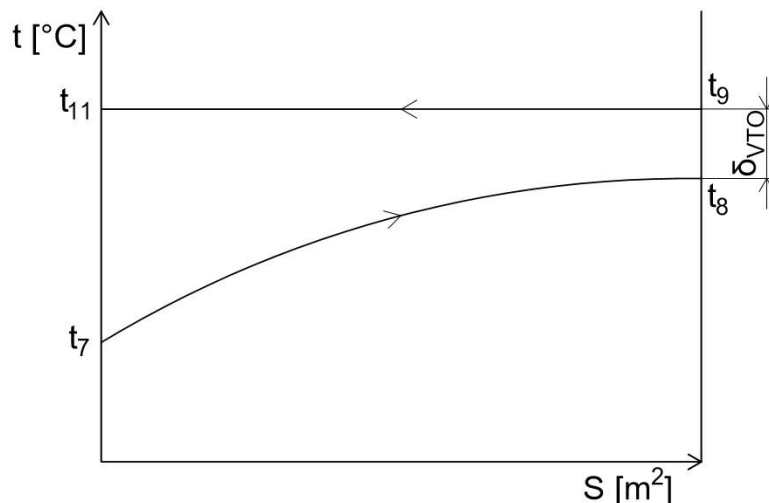
kde relativní tlaková ztráta v potrubí mezi odběrovým místem v turbíně a ohříváku δ_{p2} vychází z rovnice:

$$\delta_{pj} = \frac{11 - j}{100} \quad (1.2.8-2)$$

přičemž j je pořadové číslo ohříváku počítaného směrem od kondenzátoru, kde VTO je druhý ohřívák směrem od kondenzátoru

kde p_9 vychází z:

$$p_9 = f(t_8 + \delta_{VTO}; x = 1) \quad (1.2.8-3)$$



Obrázek 3: Teplotní poměry ve vysokotlakém ohříváku

Parametry odběru páry pro VTO pro izoentropickou expanzi

Tlak odběru páry pro VTO pro izoentropickou expanzi

$$p_{VTOiz} = p_{10} \quad (1.2.8-4)$$

Entropie odběru páry pro VTO pro izoentropickou expanzi

$$s_{VTOiz} = f(p_0; h_0) \quad (1.2.8-5)$$

Entalpie odběru páry pro VTO pro izoentropickou expanzi

$$h_{VTOiz} = f(p_{VTOiz}; s_{VTOiz}) \quad (1.2.8-6)$$

Entalpický spád mezi vstupem do turbíny a odběrem pro VTO při izoentropické expanzi

$$H_{VTOiz} = h_0 - h_{VTOiz} \quad (1.2.8-7)$$

Entalpický spád mezi vstupem do turbíny a odběrem pro VTO

$$H_{VTO} = H_{VTOiz} \cdot \eta_{tdi} \quad (1.2.8-8)$$

Parametry odběru páry pro VTO (bod 10)

Entalpie odběru páry pro VTO

$$h_{10} = h_0 - H_{VTO} \quad (1.2.8-9)$$

Tlak odběru páry pro VTO již určen v rovnici (1.2.8-1)

$$p_{10} = p_9 \cdot (1 + \delta_{p2})$$

Teplota odběru páry pro VTO

$$t_{10} = f(p_{10}; h_{10}) \quad (1.2.8-10)$$

Parametry odběru páry pro VTO před VTO (bod 9)

Tlak odběru páry pro VTO před VTO již určen v rovnici (1.2.8-3)

$$p_9 = f(t_8 + \delta_{VTO}; x = 1)$$

Entalpie odběru páry pro VTO před VTO

$$h_9 = h_{10} \quad (1.2.8-11)$$

Teplota odběru páry pro VTO před VTO

$$t_9 = f(p_9; h_9) \quad (1.2.8-12)$$

Parametry odběru páry pro VTO za VTO (bod 11)

Tlak odběru páry pro VTO za VTO

$$p_{11} = p_9 \quad (1.2.8-13)$$

Teplota odběru páry pro VTO za VTO

$$t_{11} = f(p_{11}; x = 0) \quad (1.2.8-14)$$

Entalpie odběru páry pro VTO za VTO

$$h_{11} = f(t_{11}; x = 0) \quad (1.2.8-15)$$

1.2.9 Odběr pro odplynovák

Volené hodnoty:

- Konstanta k_{od}

$$k_{od} = 1,2$$

- Tlakové ztráty v potrubí mezi odběrem a odplynovákem včetně poklesu tlaku v redukčním ventilu

$$\Delta p_{zd} = 2 \text{ bar}$$

Konstanta k_{od} se pohybuje v rozmezí 1,2 až 1,3. Tlakové ztráty v potrubí mezi odběrem a odplynovákem včetně poklesu tlaku v redukčním ventilu lze zhruba zvolit na hodnotu 2 bar.[2]

Tlak páry v odběru pro odplynovák

$$p_{13} = (p_{12} + \Delta p_{zd}) \cdot k_{od} \quad (1.2.9-1)$$

kde p_{12} vychází z:

$$p_{12} = p_6 \quad (1.2.9-2)$$

Parametry odběru páry pro odplynovák pro izoentropickou expanzi

Tlak odběru páry pro odplynovák pro izoentropickou expanzi

$$p_{Oiz} = p_{13} \quad (1.2.9-3)$$

Entropie odběru páry pro odplynovák pro izoentropickou expanzi

$$s_{Oiz} = f(p_{Oiz}; h_0) \quad (1.2.9-4)$$

Entalpie odběru páry pro odplynovák pro izoentropickou expanzi

$$h_{Oiz} = f(p_{Oiz}; s_{Oiz}) \quad (1.2.9-5)$$

Entalpický spád mezi vstupem do turbíny a odběrem pro odplynovák při izoentropické expanzi

$$H_{Oiz} = h_0 - h_{Oiz} \quad (1.2.9-6)$$

Entalpický spád mezi vstupem do turbíny a odběrem pro odplyňovák

$$H_O = H_{Oiz} \cdot \eta_{tdi} \quad (1.2.9-7)$$

Parametry odběru páry pro odplyňovák (bod 13)

Entalpie odběru páry pro odplyňovák

$$h_{13} = h_0 - H_O \quad (1.2.9-8)$$

Tlak odběru páry pro odplyňovák již určeno v rovnici (1.2.9-1)

$$p_{13} = (p_{12} + \Delta p_{zd}) \cdot k_{od}$$

Teplota odběru páry pro odplyňovák

$$t_{13} = f(p_{13}; h_{13}) \quad (1.2.9-9)$$

Parametry odběru páry pro odplyňovák před odplyňovákem (bod 12)

Tlak odběru páry pro odplyňovák před odplyňovákem již určeno v rovnici (1.2.9-2)

$$p_{12} = p_6$$

Entalpie odběru páry pro odplyňovák před odplyňovákem

$$h_{12} = h_{13} \quad (1.2.9-10)$$

Teplota odběru páry pro odplyňovák před odplyňovákem

$$t_{12} = f(p_{12}; h_{12}) \quad (1.2.9-11)$$

1.2.10 Odběr pro nízkotlaký ohřívák

Volené hodnoty:

- Nedohřev

$$\delta_{NTO} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Stejně jako u vysokotlakého ohříváku (VTO) je nedohřev volen s ohledem na velikost teplosměnné plochy ohříváku. Čím je teplosměnná plocha ohříváku větší, tím menší je nedohřev. U vysokotlakého ohříváku je vhodné volit δ_{VTO} větší než δ_{NTO} proto, aby rozměry vysokotlakých ohříváků byly menší a tím i menší ztráty tepla do okolí. U nízkotlakého ohříváku (NTO) se nedohřev volí 3 °C až 4 °C.[1]

Tlak páry v odběru pro NTO

$$p_{15} = p_9 \cdot (1 + \delta_{p1}) \quad (1.2.10-1)$$

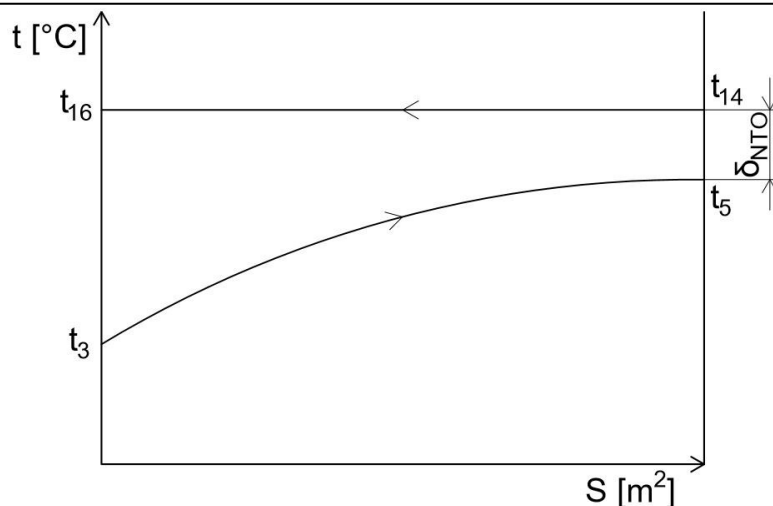
kde relativní tlaková ztráta v potrubí mezi odběrovým místem v turbíně a ohříváku δ_{p1} vychází z rovnice:

$$\delta_{pj} = \frac{11 - j}{100} \quad (1.2.10-2)$$

přičemž j je pořadové číslo ohříváku počítaného směrem od kondenzátoru, kde NTO je první ohřívák směrem od kondenzátoru

kde p_{14} vychází z:

$$p_{14} = f(t_5 + \delta_{NTO}; x = 0) \quad (1.2.10-3)$$



Obrázek 4: Teplotní poměry v nízkotlakém ohříváku

Parametry odběru páry pro NTO pro izoentropickou expanzi

Tlak odběru páry pro NTO pro izoentropickou expanzi

$$p_{NTOiz} = p_{15} \quad (1.2.10-4)$$

Entropie odběru páry pro NTO pro izoentropickou expanzi

$$s_{NTOiz} = f(p_0; h_0) \quad (1.2.10-5)$$

Entalpie odběru páry pro NTO pro izoentropickou expanzi

$$h_{NTOiz} = f(p_{NTOiz}; s_{NTOiz}) \quad (1.2.10-6)$$

Entalpický spád mezi vstupem do turbíny a odběrem pro NTO při izoentropické expanzi

$$H_{NTOiz} = h_0 - h_{NTOiz} \quad (1.2.10-7)$$

Entalpický spád mezi vstupem do turbíny a odběrem pro NTO

$$H_{NTO} = H_{NTOiz} \cdot \eta_{tdi} \quad (1.2.10-8)$$

Parametry odběru páry pro NTO (bod 15)

Entalpie odběru páry pro NTO

$$h_{15} = h_0 - H_{NTO} \quad (1.2.10-9)$$

Tlak odběru páry pro NTO již určeno ve vzorci (1.2.10-1)

$$p_{15} = p_9 \cdot (1 + \delta_{p1})$$

Teplota odběru páry pro NTO

$$t_{15} = f(p_{15}; h_{15}) \quad (1.2.10-10)$$

Parametry odběru páry pro NTO před NTO (bod 14)

Tlak odběru páry pro NTO před NTO již určeno v rovnici (1.2.10-3)

$$p_{14} = f(t_5 + \delta_{NTO}; x = 0)$$

Entalpie odběru páry pro NTO před NTO

$$h_{14} = h_{15} \quad (1.2.10-11)$$

Teplota odběru páry pro NTO před NTO

$$t_{14} = f(p_{14}; h_{14}) \quad (1.2.10-12)$$

Parametry odběru páry pro NTO za NTO (bod 16)

Tlak odběru páry pro NTO za NTO

$$p_{16} = p_{14} \quad (1.2.10-13)$$

Teplota odběru páry pro NTO za NTO

$$t_{16} = f(p_{16}; x = 0) \quad (1.2.10-14)$$

Entalpie odběru páry pro NTO za NTO

$$h_{16} = f(p_{16}; x = 0) \quad (1.2.10-15)$$

1.2.11 Bilance hmotnostních toků

Hmotnostní průtok hlavního kondenzátu před kotlem

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_{18} \quad (1.2.11-1)$$

Platí:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 = \dot{m}_6 \quad (1.2.11-2)$$

Hmotnostní průtok odběrem pro VTO

$$\dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \quad (1.2.11-3)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \cdot \frac{h_8 + h_7}{h_{11} + h_9} \quad (1.2.11-4)$$

kde \dot{m}_9 vychází z:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{11} \quad (1.2.11-5)$$

kde \dot{m}_8 vychází z:

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 \quad (1.2.11-6)$$

Platí:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (1.2.11-7)$$

Hmotnostní průtok hlavního kondenzátu na vstupu do odplynováku

$$\dot{m}_{12} \cdot h_{12} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (1.2.11-8)$$

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{11} + \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (1.2.11-9)$$

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{m}_{11} \cdot h_{12} - \dot{m}_6 \cdot h_{12}}{h_5 - h_{12}} \quad (1.2.11-10)$$

Platí:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_{21} \quad (1.2.11-11)$$

Hmotnostní průtok odběrem pro odplynovák

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_6 - \dot{m}_5 - \dot{m}_{11} \quad (1.2.11-12)$$

Platí:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (1.2.11-13)$$

Hmotnostní průtok odběrem pro NTO

$$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_{21} \cdot h_{21} = \dot{m}_{16} \cdot h_{16} + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (1.2.11-14)$$

$$\dot{m}_{14} = \frac{\dot{m}_{21} \cdot h_{21} + \dot{m}_5 \cdot h_5}{h_{14} - h_{16}} \quad (1.2.11-15)$$

kde \dot{m}_{14} vychází z:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{16} \quad (1.2.11-16)$$

Platí:

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} \quad (1.2.11-17)$$

K hmotnostnímu průtoku na vstupu do kondenzátoru je nutno přičíst hmotnostní množství páry, které přiteče ze systému ucpávkové páry, a to jak z nízkotlaké, tak i z vysokotlaké části.

Hmotnostní průtok na vstupu do kondenzátoru

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_0 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{15} + \dot{m}_{25} \quad (1.2.11-18)$$

kde (viz. kapitola 8)

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_A + \dot{m}_D \quad (1.2.11-19)$$

Hmotnostní průtok na vstupu do kondenzátoru

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_0 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{15} + \dot{m}_{25} \quad (1.2.11-20)$$

Hmotnostní průtok za kondenzátorem je navýšen o hmotnostní průtoky z kondenzátoru ucpávkové páry a z nízkotlakého ohříváku.

Hmotnostní průtok na výstupu z kondenzátoru

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{16} + \dot{m}_{22} \quad (1.2.11-21)$$

Platí:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (1.2.11-22)$$

Hmotnostní průtok kondenzátu pro vstřík, odběr páry pro SUP a průtok páry z ucpávek do kondenzátoru ucpávkové páry je určen v kapitole 8.

Hmotnostní průtok kondenzátu pro vstřík

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{vs} \quad (1.2.11-23)$$

Hmotnostní průtok odběru páry pro SUP

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_z \quad (1.2.11-24)$$

Hmotnostní průtok páry před KUP

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{KUPp} \quad (1.2.11-25)$$

Platí:

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{22} \quad (1.2.11-26)$$

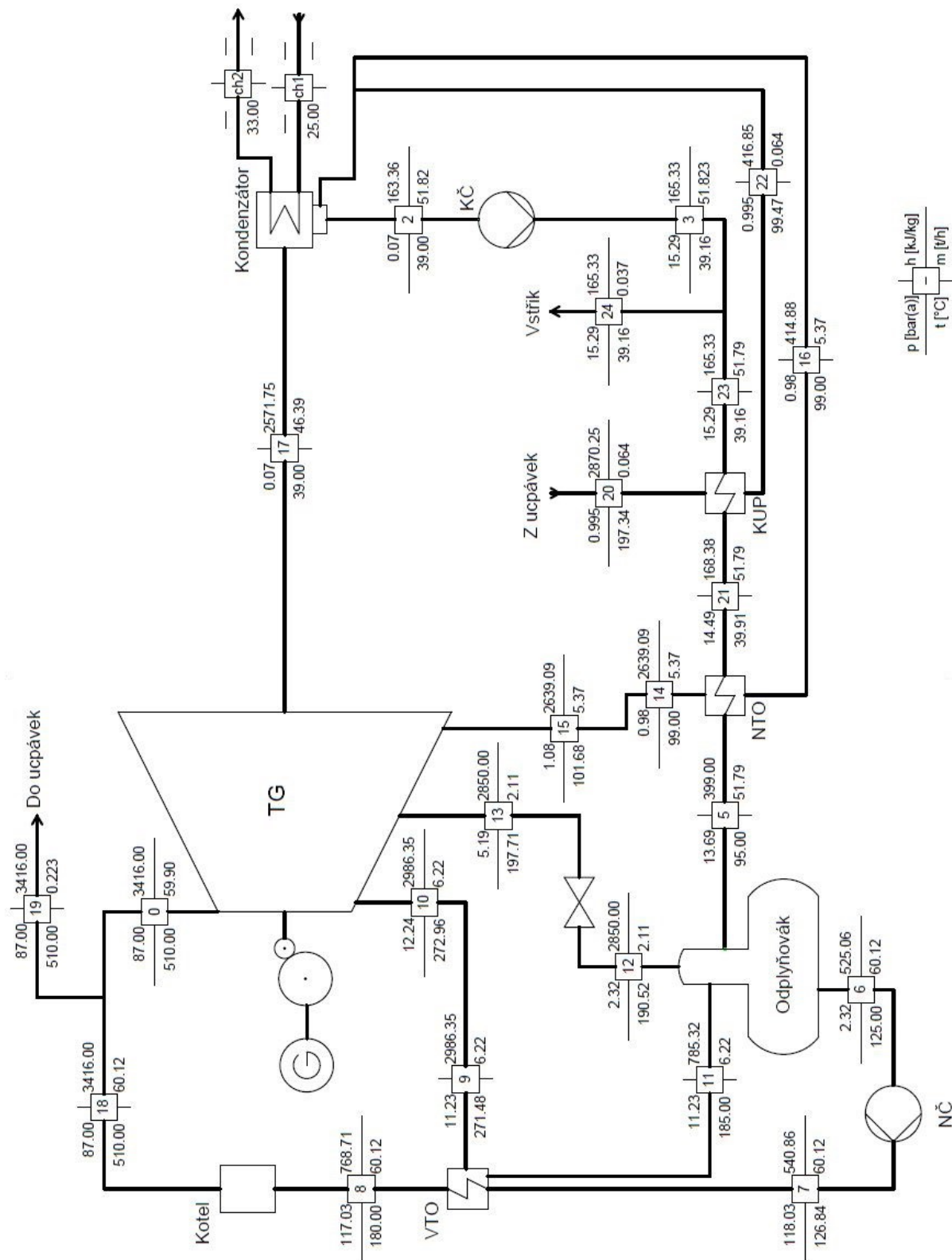
Hmotnostní průtok hlavního kondenzátu před KUP

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_3 - \dot{m}_{24} \quad (1.2.11-27)$$

Hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_{18} - \dot{m}_{19} \quad (1.2.11-28)$$

1.3 Vypočítané hodnoty



Obrázek 5: Tepelné schéma s parametry ve všech klíčových bodech

2 Předběžný návrh regulačního stupně

Hlavní funkcí regulačního stupně je zpracovat velký entalpický spád na začátku turbíny. Regulačním stupněm může být buď rovnotlaký stupeň (A-kolo) nebo dvouvěncový Curtisův stupeň (C-kolo). Zvolený typ regulačního stupně má velký vliv na konstrukci vysokotlakého dílu, celkový počet stupňů a termodynamickou účinnost turbíny. Curtisův stupeň dokáže při stejné obvodové rychlosti zpracovat větší entalpický spád než rovnotlaký stupeň, avšak s nižší účinností. Schopnost zpracování velkého tepelného spádu v regulačním stupni je velmi důležitá u turbín s vysokými vstupními parametry páry. V regulačním stupni dochází ke snížení parametrů páry (hlavně teploty) a tím i nároků (např. materiálových) na navazující přetlakovou část turbíny. V této práci byl jako regulační stupeň zvolen rovnotlaký stupeň (A-kolo).[2]

V předběžném návrhu regulačního stupně (A-kola) se stanovují základní geometrické a výkonové charakteristiky, a také parametry páry za regulačním stupněm. V předběžném návrhu není nutné znát přesné geometrické tvary lopatek a pro zjednodušení se také předpokládá nulový stupeň reakce ($\rho = 0$).[3]

2.1 Zadané parametry

Zadané parametry společností Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o:

- Otáčky rotoru $n = 6800 \text{ min}^{-1}$
- Střední průměr lopatkování regulačního stupně $D = 690 \text{ mm}$

2.2 Výpočet regulačního stupně

Tabulka 1: Vstupní hodnoty pro předběžný výpočet regulačního stupně

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Otáčky rotoru	n	6800	min^{-1}
Střední průměr lopatkování regulačního stupně	D	690	mm
Tlak páry na vstupu do regulačního stupně	p_0	87	bar(a)
Entalpie páry na vstupu do regulačního stupně	h_0	3416	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Hmotnostní průtok páry regulačním stupněm	\dot{m}_0	60,12	t/h

2.2.1 Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm

Volené hodnoty:

- Absolutní rychlost páry na vstupu do dýz
 $c_0 = 40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Rychlostní poměr

$$\frac{u}{c_{iz}} = 0,45$$

Absolutní rychlost páry na vstupu do dýz se přibližně rovná velikosti rychlosti v přívodním potrubí, která je v rozmezí 30 až 50 m/s. V porovnání s velikostí rychlosti c_{1iz} je velice malá, tudíž je možno tuto rychlost zanedbat. V tomto případě zanedbána nebyla.[3]

Rychlostní poměr se u rovnotlakého stupně volí v rozmezí 0,4 až 0,5.[3]

Obvodová rychlost na středním průměru

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad (2.2.1-1)$$

Teoretická izoentropická rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_{1iz} = \frac{u}{\frac{u}{c_{iz}}} \quad (2.2.1-2)$$

Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm

$$H_{RS,iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \quad (2.2.1-3)$$

Parametry páry za rozváděcí řadou při izoentropické expanzi

Entalpie páry za rozváděcí řadou při izoentropické expanzi

$$h_{RS,1iz} = h_0 - H_{RS,iz} \quad (2.2.1-4)$$

Entropie páry za rozváděcí řadou při izoentropické expanzi

$$s_{RS,1iz} = f(p_0; h_0) \quad (2.2.1-5)$$

Tlak páry za rozváděcí řadou při izoentropické expanzi

$$p_{RS,1iz} = f(h_{RS,1iz}; s_{RS,1iz}) \quad (2.2.1-6)$$

2.2.2 Tlakové poměry v dýze

Kritický tlak pro přehřátou páru

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 \quad (2.2.2-1)$$

Pokud platí $p_{krit} \leq p_{RS,1iz}$, proudění je podkritického charakteru a lze použít nerozšířená dýza. Poměr tlaků $\frac{p_{RS,1iz}}{p_0}$ by však neměl překročit hodnotu 0,8. Obě tyto podmínky jsou v diplomové práci splněny.[3]

2.2.3 Velikost ztráty ve statoru

Volené hodnoty:

- Rychlostní součinitel pro dýzu

$$\varphi = 0,95$$

Rychlostní součinitel pro dýzu je v rozmezí 0,95 až 0,98.[3]

Velikost ztráty ve statoru

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot H_{RS,iz} \quad (2.2.3-1)$$

Parametry páry za rozváděcí řadou

Tlak páry za rozváděcí řadou

$$p_{RS,1} = p_{RS,1iz} \quad (2.2.3-2)$$

Entalpie páry za rozváděcí řadou

$$h_{RS,1} = H_{RS,iz} + z_0 \quad (2.2.3-3)$$

2.2.4 Délka výstupní hrany lopatky při totálním ostříku

Volené hodnoty:

- Výstupní úhel z rozváděcí mříže

$$\alpha_1 = 13^\circ$$

Rozváděcí úhel z výstupní mříže se obvykle volí v rozsahu 13° až 18° . [3]

Délka výstupní hrany lopatky při totálním ostříku

$$l_{ot} = \frac{\dot{m}_0 \cdot v_{RS,1}}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_1} \quad (2.2.4-1)$$

2.2.5 Optimální délka rozváděcí lopatky

Volené hodnoty:

- Konstanta $\frac{b}{a}$

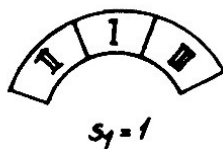
$$\frac{b}{a} = 0,0398$$

- Experimentální konstanta $\frac{c}{a}$

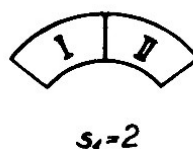
$$\frac{c}{a} = 0,1467$$

- Zohlednění dělení parciálního ostříku

$$s_1 = 1$$



ostřík vcelku



ostřík dělený



Obrázek 6: Dělení parciálního ostříku [2]

Součinitel α

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} \quad (2.2.5-1)$$

Součinitel δ

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\frac{u}{c_{iz}}}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} \quad (2.2.5-2)$$

Optimální délka rozváděcí lopatky

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} \quad (2.2.5-3)$$

Zaokrouhlením optimální délky rozváděcí lopatky na celé milimetry se získá skutečná délka lopatky l_0 . [3]

2.2.6 Redukované veličiny

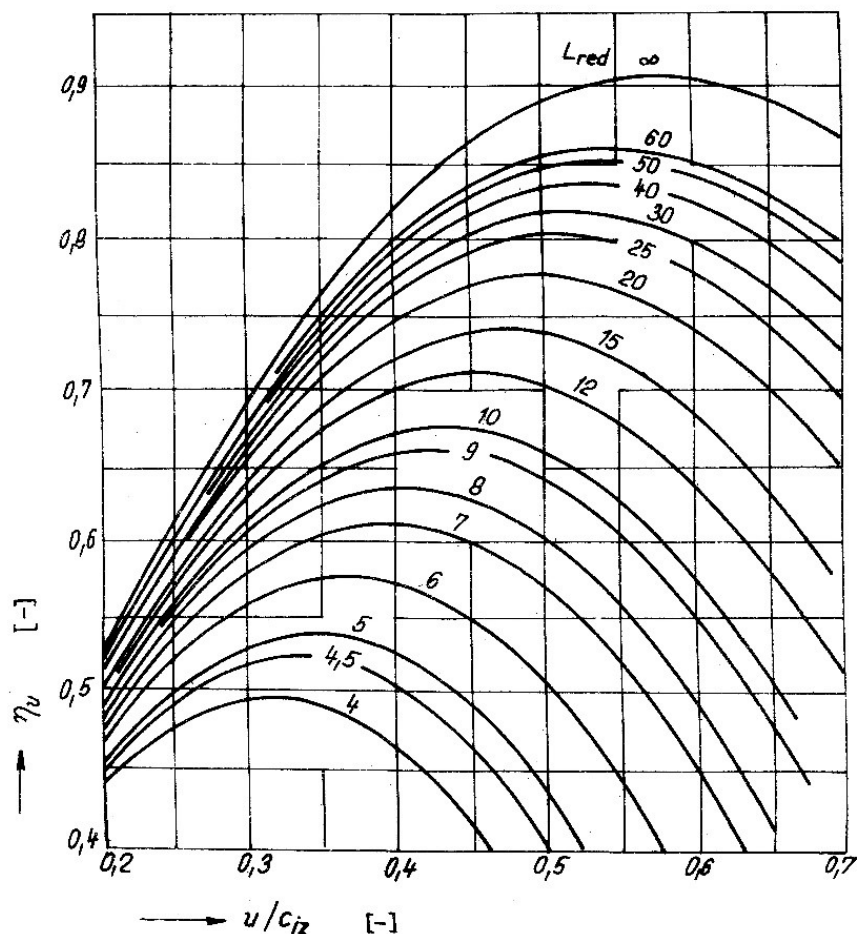
Mezi redukované veličiny patří redukovaná délka lopatky L_{red} a redukovaná obvodová účinnost η_u . Redukovaná délka lopatky je taková délka, při které se s plným ostřikem ($\varepsilon = 1$) dosáhne stejné účinnosti jako při parciálním ostřiku s provedenou délkou lopatky l_0 . Redukovaná účinnost η_u se určí z diagramu na obrázku 7. [3]

Redukovaná délka lopatky

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} \quad (2.2.6-1)$$

Redukovaná obvodová účinnost

$$\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}; L_{red}\right) \quad (2.2.6-2)$$



Obrázek 7: Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kola) [2]

2.2.7 Parciální ostřík

Parciální ostřík

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} \quad (2.2.7-1)$$

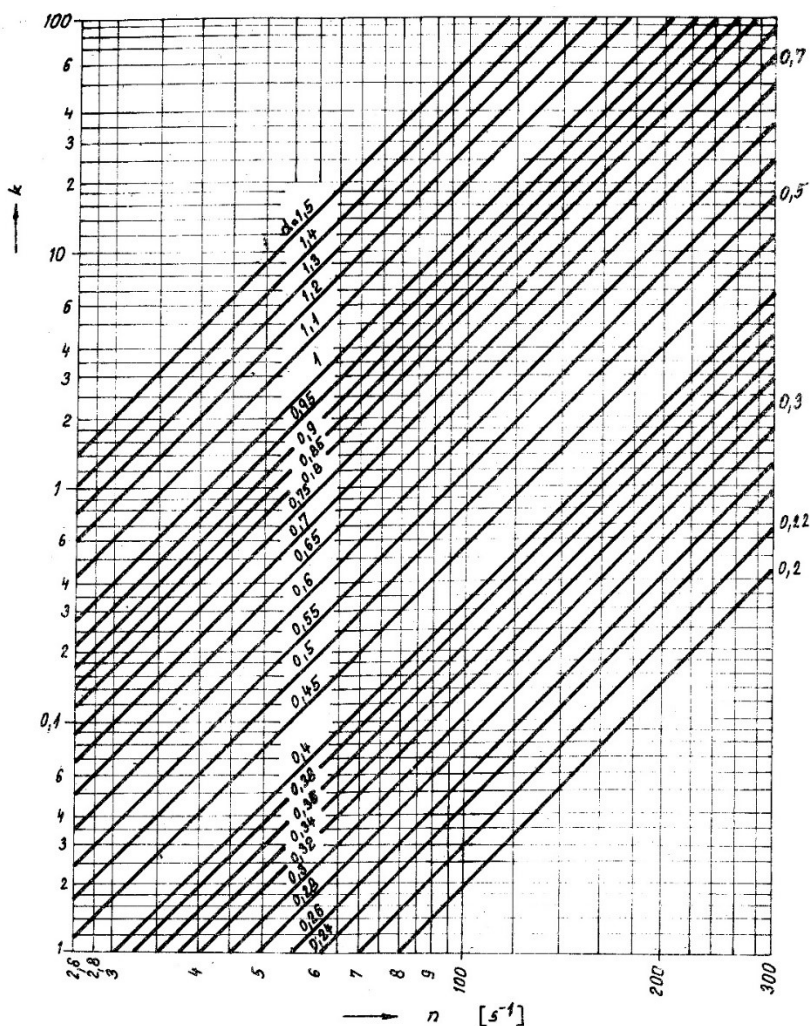
2.2.8 Vnitřní výkon regulačního stupně

Ztráta třením a ventilací

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m}_0 \cdot v_{RS,1}} \quad (2.2.8-1)$$

kde

$$k = f(n; D) \quad (2.2.8-2)$$



Obrázek 8: Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [2]

Poměrná ztráta ζ_5

$$\zeta_5 = \frac{z_5}{H_{RS,iz}} \quad (2.2.8-3)$$

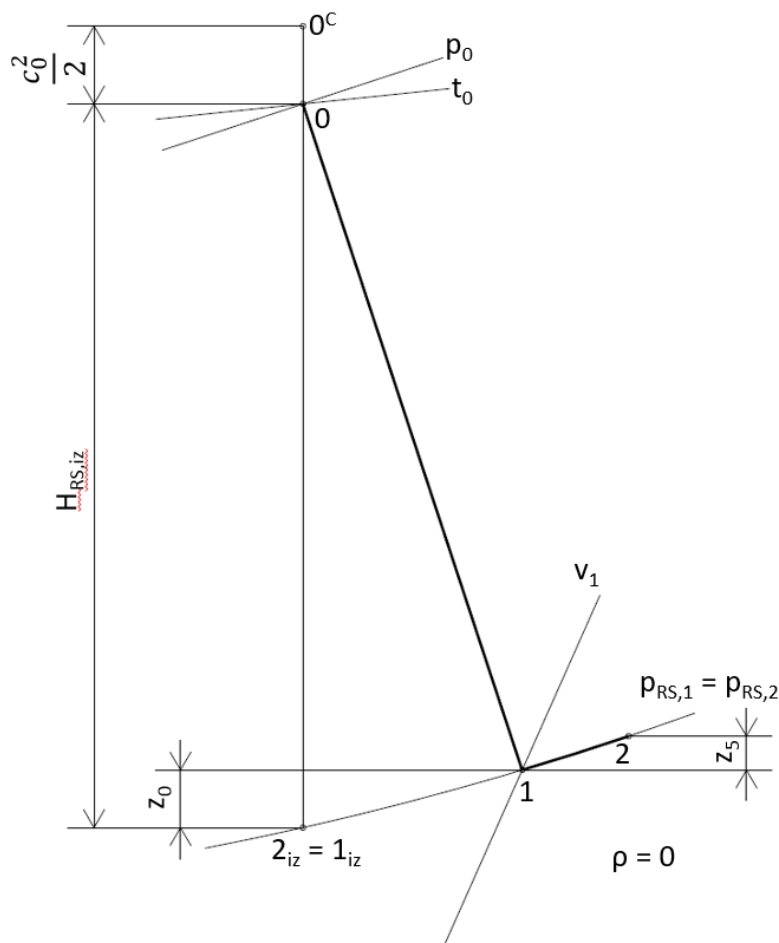
Vnitřní účinnost regulačního stupně

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \zeta_5 \quad (2.2.8-4)$$

$$H_{RS} = H_{RS,iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (2.2.8-5)$$
$$P_{RS,i} = \dot{m}_0 \cdot H_{RS} \quad (2.2.8-6)$$

Entalpie páry na konci expanze

$$h_{RS,2} = \dot{m}_0 + \frac{c_0^2}{\gamma} - H_{RS,iz} \cdot \eta_{tdi} \quad (2.2.9-1)$$

$$p_{RS,2} = p_{RS,1} \quad (2.2.9-2)$$
$$t_{RS,2} = f(h_{RS,2}; p_{RS,2}) \quad (2.2.9-3)$$
$$v_{RS,2} = f(h_{RS,2}; p_{RS,2}) \quad (2.2.9-4)$$
$$s_{RS,2} = f(h_{RS,2}; p_{RS,2}) \quad (2.2.9-5)$$


Obrázek 9: Předběžný návrh expanze páry v regulačním stupni (i-s diagram)

2.3 Vypočítané hodnoty

Tabulka 2: Vypočtené veličiny pro předběžný návrh regulačního stupně

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Obvodová rychlost na středním průměru	u	245,67	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	(2.2.1-1)
Teoretická izoentropická rychlost páry na výstupu z dýzy	c_{1iz}	545,94	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	(2.2.1-2)
Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm	$H_{RS,iz}$	148,22	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(2.2.1-3)
Entalpie páry za rozváděcí řadou při izoentropické expanzi	$h_{RS,1iz}$	3267,78	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(2.2.1-4)
Entropie páry za rozváděcí řadou při izoentropické expanzi	$s_{RS,1iz}$	6,71	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	(2.2.1-5)
Tlak páry za rozváděcí řadou při izoentropické expanzi	$p_{RS,1iz}$	54,84	bar(a)	(2.2.1-6)
Kritický tlak pro přehřátou páru	p_{krit}	47,50	bar(a)	(2.2.2-1)
Velikost ztráty ve statoru	z_0	14,45	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(2.2.3-1)
Tlak páry za rozváděcí řadou	$p_{RS,1}$	54,84	bar(a)	(2.2.3-2)
Entalpie páry za rozváděcí řadou	$h_{RS,1}$	3282,23	bar(a)	(2.2.3-3)
Délka výstupní hrany lopatky při totálním ostříku	l_{0t}	3,70	mm	(2.2.4-1)
Součinitel	α	2,99	-	(2.2.5-1)
Součinitel	δ	0,05	-	(2.2.5-2)
Optimální délka rozváděcí lopatky	l_{opt}	18,22	mm	(2.2.5-3)
Skutečná délka rozváděcí lopatky	l_0	18	mm	-
Redukovaná délka lopatky	L_{red}	17,93	mm	(2.2.6-1)
Redukovaná obvodová účinnost	η_u	0,76	-	(2.2.6-2)
Parciální ostřík	ε	0,21	-	(2.2.7-1)
Ztráta třením a ventilací	z_5	4,38	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(2.2.8-1)
Koeficient	k	4,1	-	(2.2.8-2)
Poměrná ztráta třením a ventilací	ζ_5	0,03	-	(2.2.8-3)
Vnitřní účinnost regulačního stupně	η_{tdi}	0,73	-	(2.2.8-4)
Entalpický spád regulačního stupně	H_{RS}	108,27	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(2.2.8-5)
Vnitřní výkon stupně	$P_{RS,i}$	1801,41	kW	(2.2.8-6)
Entalpie páry na konci expanze	$h_{RS,2}$	3308,53	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(2.2.9-1)
Tlak páry na konci expanze	$p_{RS,2}$	54,84	bar(a)	(2.2.9-2)
Teplota páry na konci expanze	$t_{RS,2}$	449,32	$^{\circ}\text{C}$	(2.2.9-3)
Měrný objem páry na konci expanze	$v_{RS,2}$	0,057	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(2.2.9-4)
Entropie páry na konci expanze	$s_{RS,2}$	6,77	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	(2.2.9-5)

3 Předběžný návrh stupňové části s přetlakovým lopatkováním

Pro určení hlavních rozměrů průtočného kanálu a stupňů turbíny je nutné provést předběžný návrh.

3.1 Rozdělení na kužele

Nejdříve je nutno rozdělit stupňovou část na jednotlivé kužele podle vypočítaných parametrů páry v odběrech (viz. kapitola 1). Dělení kuželů je také ovlivněno velikostí tlakového spádu, který nesmí být příliš velký s ohledem na pevnost konstrukce turbíny.

Tabulka 3: Rozdělení tlaků v jednotlivých kuželech

Kužel	1		2		3		4		5	
Poloha	před	za	před	za	před	za	před	za	před	za
Tlak [bar(a)]	54,84	25,91	25,91	12,24	12,24	5,19	5,19	1,08	1,08	0,07

3.2 Předběžný výpočet kuželů

3.2.1 Parsonovo číslo

Volba středního Parsonova čísla přetlakového lopatkování (Pa_s) má vliv na termodynamickou účinnost turbíny. Čím vyšší se zvolí střední Parsonovo číslo, tím vyšší termodynamická účinnost turbíny bude, avšak i větší počet stupňů. Což znamená, že turbína bude nákladnější.[3]

Větší růst účinnosti přestává pro Pa_s okolo 0,85. Střední Parsonovo číslo se proto volí v rozmezí 0,60 a 0,85.[3]

Vzhledem k obvyklému průběhu velikosti Parsonova čísla jednotlivých stupňů po délce průtočného kanálu stupňové části je možno očekávat pokles Parsonova čísla prvního a posledního stupně o 5 až 10 % oproti střednímu Parsonovu číslu.[3]

Parsonovo číslo prvního stupně kuželu

$$Pa_1 = (0,9 \text{ až } 0,95) \cdot Pa_s \quad (3.2.1-1)$$

Parsonovo číslo posledního stupně kuželu

$$Pa_n = (0,9 \text{ až } 0,95) \cdot Pa_s \quad (3.2.1-2)$$

3.2.2 Vstupní a výstupní úhly

Vstupní (α_1) a výstupní (α_n) úhly jednotlivých kuželů se volí tak, aby bylo dosaženo co nejvyšší účinnosti i s ohledem na počet stupňů. Je vhodné, aby vstupní a výstupní úhly jednotlivých kuželů na sebe navazovaly. Na doporučení společnosti Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o jsou voleny úhly v rozmezí 11° až 32°.[3]

3.2.3 Metoda c_a/u

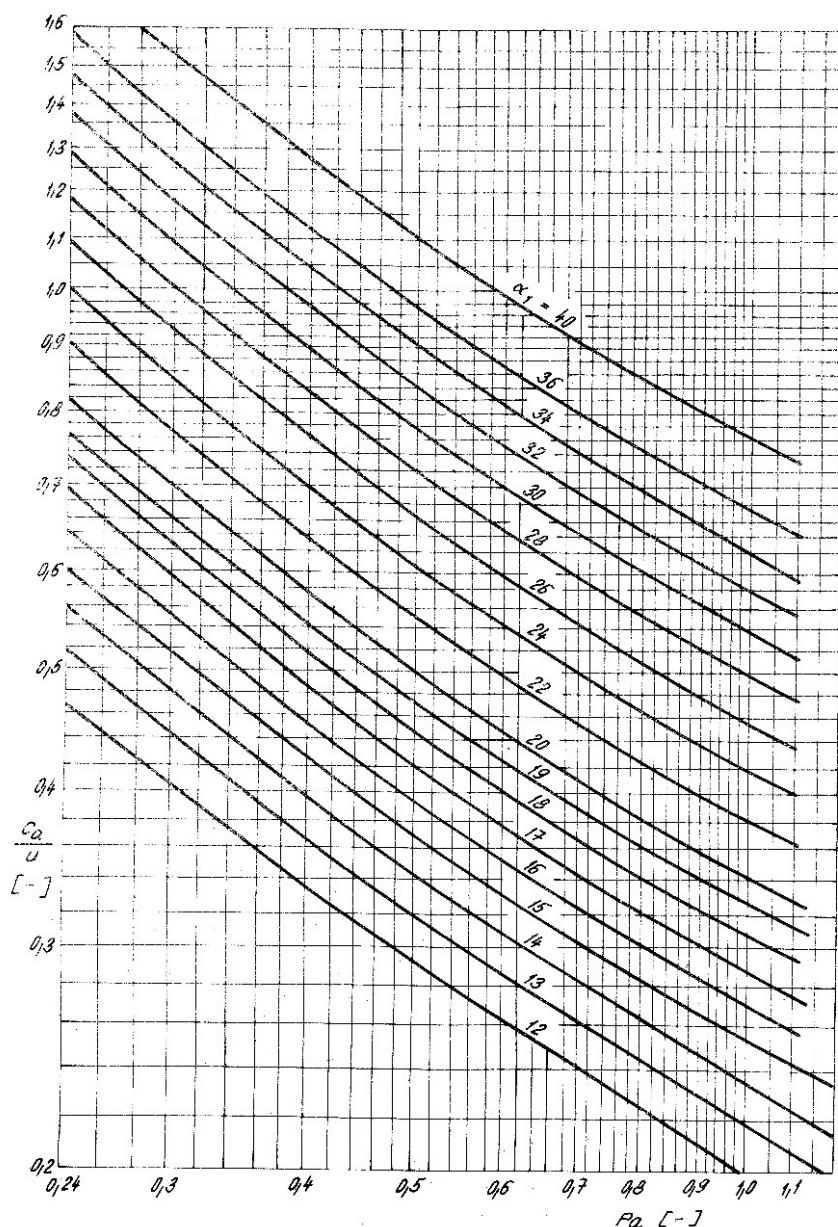
Pomocí vypočítaných Parsonových čísel a zvolených vstupních a výstupních úhlů jednotlivých kuželů se z diagramu na obrázku 10 odečte poměr $\frac{c_a}{u}$. [3]

Poměr $(\frac{c_a}{u})_1$

$$(\frac{c_a}{u})_1 = f(Pa_1; \alpha_1) \quad (3.2.3-1)$$

Poměr $(\frac{c_a}{u})_n$

$$(\frac{c_a}{u})_n = f(Pa_n; \alpha_n) \quad (3.2.3-2)$$



Obrázek 10: Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u [2]

3.2.4 Hmotnostní průtok kuželem

Množství páry, které teče do přetlakového lopatkování je sníženo o množství páry, které odchází za regulačním stupněm do vyrovnávacího pístu. Hmotnostní tok páry na vstupu do jednotlivých kuželů se dále mění neregulovanými odběry, kdy dochází k dalšímu snížení hmotnostního průtoku.

3.2.5 Volba délky vstupní lopatky kuželu

Délka první statorové lopatky kuželu se volí tak, aby střední průměr lopatkování byl roven nebo větší než střední průměr poslední rotorové lopatky předchozího kuželu. Délka první statorové lopatky prvního kuželu se volí s ohledem na ztrátu radiální mezerou. Délka lopatky by kvůli eliminaci ztráty radiální mezerou neměla být příliš malá.

3.2.6 Střední průměr lopatkování na vstupu do kužele

U prvního kuželu se dosazují parametry páry za regulačním stupněm. U dalších kuželů se vstupní parametry páry rovnají parametrům páry na výstupu z předchozího kuželu.

Střední průměr lopatkování na vstupu do kužele

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{m}_1 \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} \quad (3.2.6-1)$$

3.2.7 Určení parametrů na konci kužele

Volené hodnoty:

- Účinnost expanze v kuželu s přetlakovým lopatkováním

$$\eta_{tdi,pt} = 0,85$$

Účinnost expanze stupňové části se volí v rozmezí hodnot 0,82 až 0,87.

Stav za kuželem při izoentropické expanzi

Tlak za kuželem při izoentropické expanzi

p_{niz} vychází z hodnot v tabulce 3

Entalpie za kuželem při izoentropické expanzi

$$h_{niz} = f(p_{niz}; s_1) \quad (3.2.7-1)$$

Izoentropický spád kuželu

$$H_{iz} = h_1 - h_{niz} \quad (3.2.7-2)$$

Skutečný spád kuželu

$$H = H_{iz} \cdot \eta_{tdi,pt} \quad (3.2.7-3)$$

Stav za kuželem

Tlak za kuželem

p_n vychází z hodnot v tabulce 3

Entalpie za kuželem

$$h_n = h_1 - H \quad (3.2.7-4)$$

Měrný objem za kuželem

$$v_n = f(p_n; h_n) \quad (3.2.7-5)$$

Entropie objem za kuželem

$$s_n = f(p_n; h_n) \quad (3.2.7-6)$$

3.2.8 Střední průměr lopatkování na výstupu z kužele

Volené hodnoty:

- Poměr $(\frac{l}{D})_n$

Poměr $(\frac{l}{D})_n$ se volí tak, aby patní průměr kužele byl na začátku i konci stejný, což znamená, že rotor bude válcového tvaru. Tento poměr by neměl být příliš vysoký. Jeho hodnota by se pro nezkrucované lopatky měla nacházet v rozmezí 0,100 až 0,125. V tomto případě u posledních kuželů dochází k překročení této doporučené hodnoty, tudíž by bylo vhodnější volit zkrucované lopatky. Pro zjednodušení jsou uvažovány pouze přímé lopatky.

Střední průměr lopatkování na výstupu z kužele

$$D_n = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{m}_n \cdot v_n}{n \cdot \pi^2 \cdot (\frac{c_a}{u})_n \cdot (\frac{l}{D})_n}} \quad (3.2.8-1)$$

3.2.9 Délka výstupní lopatky kuželu

Délku lopatky posledního stupně nelze přímo volit, ale je určována z poměru $(\frac{l}{D})_n$.

Délka výstupní lopatky kuželu

$$l_n = (\frac{l}{D})_n \cdot D_n \quad (3.2.9-1)$$

3.2.10 Počet přetlakových stupňů v kuželu

Střední obvodová rychlost

$$u_s = \pi \cdot (\frac{D_1 + D_n}{2}) \quad (3.2.10-1)$$

Počet přetlakových stupňů v kuželu

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}}{u_s^2} \quad (3.2.10-2)$$

Vypočtené množství stupňů se následně zaokrouhlí na celé číslo.

3.2.11 Ztráta radiální mezerou

Volené hodnoty:

- Tolerance radiální vůle v lopatkování x (volí se podle tabulky 4)

Tabulka 4: Tolerance radiální vůle v lopatkování

Radiální vůle [mm]	0,2 až 0,4	0,5 až 0,7	0,8 až 1,2
Tolerance [mm]	+0,1	+0,2	+0,3

Vnější průměr lopatkování prvního stupně kuželu

$$D_{v_1} = D_1 + l_1 \quad (3.2.11-1)$$

Vnější průměr lopatkování posledního stupně kuželu

$$D_{v_n} = D_n + l_n \quad (3.2.11-2)$$

Radiální vůle první lopatky kuželu

$$k_1 = D_{v_1} + x \quad (3.2.11-3)$$

Radiální vůle první lopatky kuželu

$$k_n = D_{v_n} + x \quad (3.2.11-4)$$

Radiální vůle se následně zaokrouhlí na celé desetiny. Volí se stejná radiální vůle pro všechny stupně v kuželu. V tomto případě je volena pro celý kužel nejvyšší určená radiální vůle.[3]

Poměrná ztráta radiální mezerou první lopatky kuželu

$$\xi_{k_1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 \quad (3.2.11-5)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou poslední lopatky kuželu

$$\xi_{k_n} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 \quad (3.2.11-6)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou

$$\xi_k = \frac{\xi_{k_1} + \xi_{k_n}}{2} \quad (3.2.11-7)$$

3.2.12 Ztráta rozvějířením

Poměrná ztráta rozvějířením první lopatky kuželu

$$\xi_{v_1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 \quad (3.2.12-1)$$

Poměrná ztráta rozvějířením poslední lopatky kuželu

$$\xi_{v_n} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)^2 \quad (3.2.12-2)$$

Poměrná ztráta rozvějířením

$$\xi_v = \frac{\xi_{v_1} + \xi_{v_n}}{2} \quad (3.2.12-3)$$

3.2.13 Ztráta vlhkostí páry

Měrná suchost páry před první lopatkou kuželu

$$x_0 = f(p_1; h_1) \quad (3.2.13-1)$$

Měrná suchost páry za poslední lopatkou kuželu

$$x_2 = f(p_n; h_n) \quad (3.2.13-2)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry

$$\xi_x = \left(1 - \frac{x_0 + x_2}{2}\right) \quad (3.2.13-3)$$

3.2.14 Součinitel zpětného využití ztrát

U vícestupňových turbín se část tepla, které vzniká ze ztrát v každém stupni, využije v dalších stupních. Při expanzi se ztrátami je tedy v daném stupni vyšší jak teplota, tak i entalpie v porovnání s izoentropickou expanzí.[3]

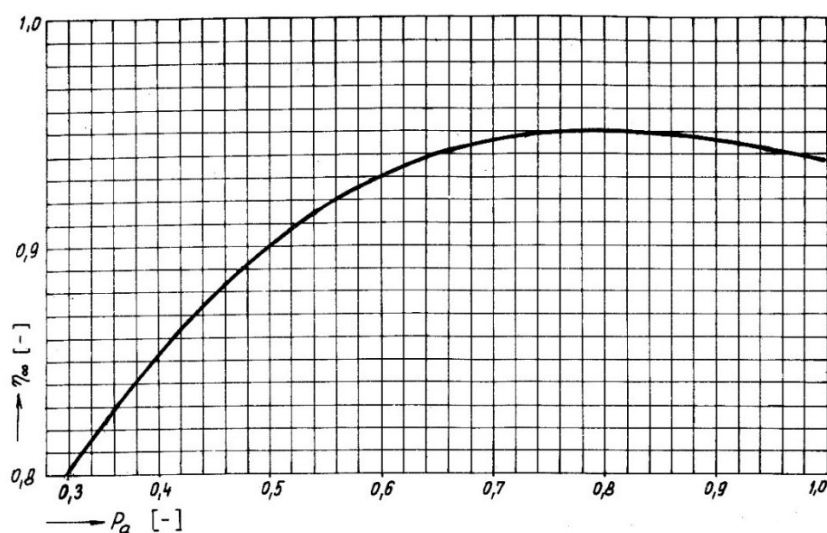
Součinitel zpětného využití ztrát

$$f = \frac{z-1}{z} \cdot (1 - \eta_{tdi,pt}) \cdot \frac{t_1 - t_{niz}}{T_1 - T_n} \quad (3.2.14-1)$$

3.2.15 Vnitřní účinnost kuželu bez ztráty výstupní rychlostí

Obvodová účinnost kuželu při nekonečné délce lopatky (obrázek 11)

$$\eta_\infty = f(P_a) \quad (3.2.15-1)$$



Obrázek 11: Účinnost přetlakových stupňů [2]

Vnitřní účinnost kuželu bez ztráty výstupní rychlostí

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad (3.2.15-2)$$

Vypočtená vnitřní účinnost kužele bez ztrát výstupní rychlostí η_i je následně dosazena za zvolenou účinnost expanze stupňové části s přetlakovým lopatkováním $\eta_{tdi,pt}$ a výpočet je proveden znovu. Dosazování probíhá do té doby, než se vypočtená vnitřní účinnost kužele bez ztrát výstupní rychlostí η_i rovná zvolené účinnosti expanze stupňové části s přetlakovým lopatkováním $\eta_{tdi,pt}$. Tím docílíme zpřesnění určovaných hodnot.

3.2.16 Ztráta výstupní rychlostí

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování kuželu

$$c_{An} = \frac{\dot{m}_n \cdot v_n}{\pi \cdot D_n \cdot l_n} \quad (3.2.16-1)$$

Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně kuželu

$$c_{2n} = c_{An} \cdot \sqrt{[\cot g(\alpha_{1n}) - (\frac{u}{c_a})_n]^2 + 1} \quad (3.2.16-2)$$

Ztráta výstupní rychlostí

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} \quad (3.2.16-3)$$

3.2.17 Entalpický spád připadající na kužel se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí za posledním stupněm

Entalpický spád připadající na kužel se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí za posledním stupněm

$$H_i = H_{iz} \cdot \eta_i - z_c \quad (3.2.17-1)$$

3.2.18 Vnitřní termodynamická účinnost kužele se zahrnutím výstupní rychlosti

Vnitřní termodynamická účinnost kužel se zahrnutím výstupní rychlosti

$$\eta_{tdi, vr} = \frac{H_i}{H_{iz}} \quad (3.2.18-1)$$

3.2.19 Vnitřní výkon kuželu

Vnitřní výkon kuželu

$$P_i = H_i \cdot \dot{m}_1 \quad (3.2.19-1)$$

3.3 Návrh průtočného kanálu

Patní průměr na vstupu do kuželu

$$D_{p1} = D_1 - l_1 \quad (3.3-1)$$

Patní průměr na výstupu z kuželu

$$D_{pn} = D_n - l_n \quad (3.3-2)$$

Patní průměr byl volen konstantní. To znamená, že patní průměr na vstupu se rovná patnímu průměru na výstupu.

Hlavový průměr na vstupu do kuželu

$$D_{h1} = D_1 + l_1 \quad (3.3-3)$$

Hlavový průměr na výstupu z kuželu

$$D_{hn} = D_n + l_n \quad (3.3-4)$$

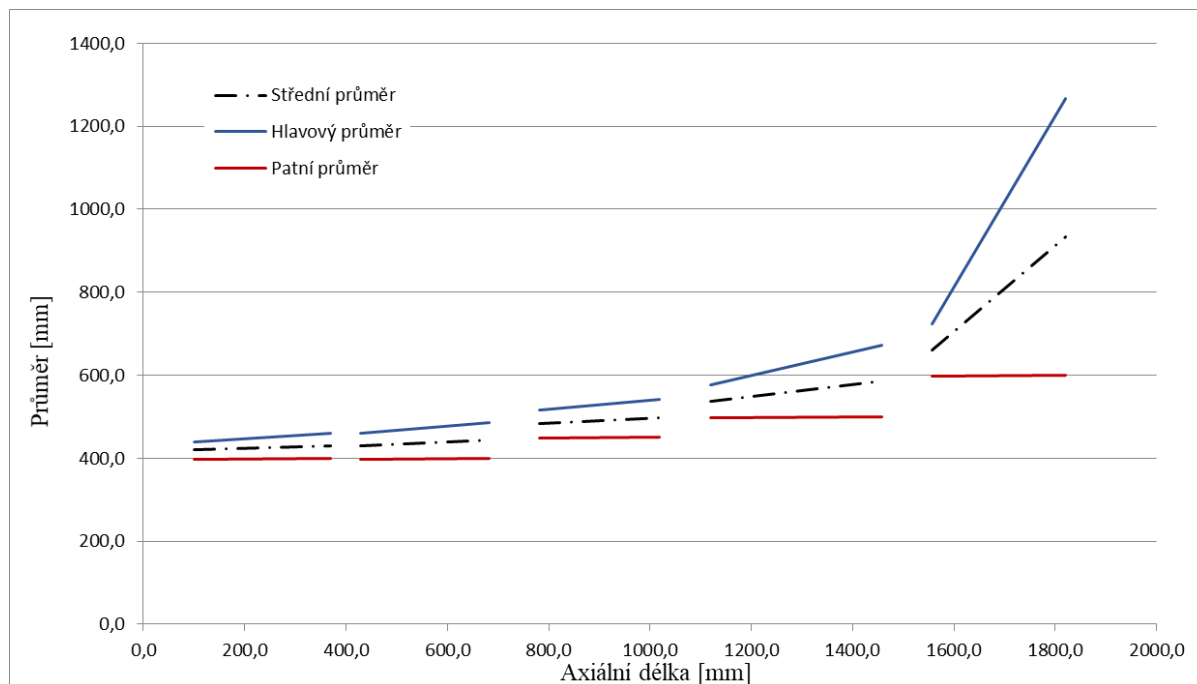
Při návrhu průtočného kanálu je nutno zvolit axiální délky lopatek a axiální délky mezer jak mezi lopatkami, tak i mezi kužely (tabulka 5).

Tabulka 5: Zvolené hodnoty axiálních délek

Kužel	1	2	3	4	5
Axiální délka mezery mezi lopatkami $A_{x_{ml}}$ [mm]	8,00	9,00	10,00	12,00	13,00
Axiální délka mezery před kuželem $A_{x_{mk}}$ [mm]	100	60,00	100,00	100,00	100,00
Axiální délka lopatky A_{x_l} [mm]	11,80	12,80	14,70	17,20	21,60

Axiální délka kuželu

$$A_x = z \cdot A_{x_1} \cdot 2 + A_{x_{ml}} \cdot (z \cdot 2 - 1) \quad (3.3-5)$$



Obrázek 12: Návrh průtočného kanálu

3.4 Vypočítané hodnoty

Tabulka 6: Výsledky předběžného výpočtu kuželů (1/2)

Veličina	Označení	Jednotka	Rovnice	Kužel 1
Střední Parsonovo číslo	Pa_s	-	-	0,69
Parsonovo číslo prvního stupně kuželu	Pa_1	-	(3.2.1-1)	0,65
Parsonovo číslo posledního stupně kuželu	Pa_n	-	(3.2.1-2)	0,64
Výstupní úhel první statorové lopatky kuželu	α_1	°	-	11,00
Výstupní úhel poslední rotorové lopatky kuželu	α_n	°	-	13,00
Poměr c_a/u na vstupu do kuželu	$(c_a/u)_1$	-	(3.2.3-1)	0,23
Poměr c_a/u na výstupu z kuželu	$(c_a/u)_n$	-	(3.2.3-2)	0,28
Hmotnostní průtok kuželem	$\dot{m}_1 = \dot{m}_n$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	-	56,38
Délka vstupní lopatky kuželu	l_1	m	-	0,0198
Střední průměr lopatkování na vstupu do kuželu	D_1	m	(3.2.6-1)	0,4198

Účinnost expanze v kuželu s přetlakovým lopatkováním	$\eta_{tdi,pt}$	-	-	0,85
Entalpie za kuželem při izoentropické expanzi	h_{niz}	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(3.2.7-1)	3091,25
Izoentropický spád kuželu	H_{iz}	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(3.2.7-2)	217,28
Skutečný spád kuželu	H	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(3.2.7-3)	169,19
Entalpie za kuželem	h_n	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(3.2.7-4)	3139,34
Měrný objem za kuželem	v_n	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(3.2.7-5)	0,11
Entropie objem za kuželem	s_n	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(3.2.7-6)	6,85
Poměr $(l/D)_n$	$(l/D)_n$	-	-	0,069
Střední průměr lopatkování na vstupu do kuželu	D_n	m	(3.2.8-1)	0,4296
Délka výstupní lopatky kuželu	l_n	m	(3.2.9-1)	0,0296
Střední obvodová rychlost	u_s	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	(3.2.10-1)	151,21
Počet přetlakových stupňů v kuželu	z	-	(3.2.10-2)	7
Tolerance radiální vůle v lopatkování	x	mm	-	0,2
Vnější průměr lopatkování prvního stupně kuželu	D_{v1}	m	(3.2.11-1)	0,44
Vnější průměr lopatkování posledního stupně kuželu	D_{n1}	m	(3.2.11-2)	0,46
Radiální vůle první lopatky kuželu	k_1	mm	(3.2.11-3)	0,70
Radiální vůle poslední lopatky kuželu	k_n	mm	(3.2.11-4)	0,70
Poměrná ztráta radiální mezerou první lopatky kuželu	ξ_{k1}	-	(3.2.11-5)	0,227
Poměrná ztráta radiální mezerou poslední lopatky kuželu	ξ_{kn}	-	(3.2.11-6)	0,152
Poměrná ztráta radiální mezerou	ξ_k	-	(3.2.11-7)	0,190
Poměrná ztráta rozvějířením první lopatky kuželu	ξ_{v1}	-	(3.2.12-1)	0,002
Poměrná ztráta rozvějířením poslední lopatky kuželu	ξ_{vn}	-	(3.2.12-2)	0,005
Poměrná ztráta rozvějířením	ξ_v	-	(3.2.12-3)	0,003
Měrná suchost páry před první lopatkou kuželu	x_0	-	(3.2.13-1)	1
Měrná suchost páry za poslední lopatkou kuželu	x_2	-	(3.2.13-2)	1
Poměrná ztráta vlhkostí páry	ξ_x	-	(3.2.13-3)	0
Součinitel zpětného využití ztrát	f	-	(3.2.14-1)	0,016
Obvodová účinnost kuželu při nekonečné délce lopatky	η_∞	-	(3.2.15-1)	0,95
Vnitřní účinnost kuželu bez ztráty výstupní rychlostí	η_i	-	(3.2.15-2)	0,78
Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování kuželu	c_{An}	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	(3.2.16-1)	42,01
Absolutní výstupní rychlost páry z oběžných lopatek posledního stupně kuželu	c_{2n}	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	(3.2.16-2)	51,06

Ztráta výstupní rychlostí	z_c	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(3.2.16-3)	1,30
Entalpický spád připadající na kužel se zahrnutím ztráty výstupní rychlostí za posledním stupněm	H_i	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(3.2.17-1)	167,89
Vnitřní termodynamická účinnost kuželu se zahrnutím výstupní rychlosti	$\eta_{tdi, vr}$	-	(3.2.18-1)	0,77
Vnitřní výkon kuželu	P_i	kW	(3.2.19-1)	2629,15
Patní průměr na vstupu do kuželu	D_{p1}	m	(3.3-1)	0,4
Patní průměr na výstupu z kuželu	D_{pn}	m	(3.3-2)	0,4
Hlavový průměr na vstupu do kuželu	D_{h1}	m	(3.3-3)	0,4396
Hlavový průměr na výstupu z kuželu	D_{hn}	m	(3.3-4)	0,4591
Axiální délka kuželu	A_x	mm	(3.3-5)	269,20

Tabulka 7: Výsledky předběžného výpočtu kuželů (2/2)

Označení	Jednotka	Rovnice	Kužel 2	Kužel 3	Kužel 4	Kužel 5
P_{as}	-	-	0,73	0,76	0,79	0,83
P_{a1}	-	(3.2.1-1)	0,68	0,71	0,72	0,76
P_{an}	-	(3.2.1-2)	0,68	0,70	0,73	0,76
α_1	°	-	13,00	16,00	21,00	29,00
α_n	°	-	16,00	21,00	29,00	32,00
$(c_a/u)_1$	-	(3.2.3-1)	0,2661	0,3226	0,4263	0,5941
$(c_a/u)_n$	-	(3.2.3-2)	0,3299	0,4328	0,6064	0,6629
$\dot{m}_1 = \dot{m}_n$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	-	56,38	50,15	48,04	42,67
l_1	m	-	0,0304	0,0327	0,0383	0,0618
D_1	m	(3.2.6-1)	0,4304	0,4827	0,5383	0,6618
$\eta_{tdi, pt}$	-	-	0,85	0,85	0,85	0,85
h_{niz}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(3.2.7-1)	2948,13	2793,61	2547,11	2207,70
H_{iz}	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(3.2.7-2)	191,20	187,99	280,11	386,42
H	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(3.2.7-3)	157,97	154,38	233,10	295,08
h_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(3.2.7-4)	2981,60	2827,21	2594,12	2299,04
v_n	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(3.2.7-5)	0,20	0,40	1,52	18,20
s_n	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	(3.2.7-6)	6,91	6,98	7,11	7,40
$(l/D)_n$	-	-	0,0965	0,0933	0,1478	0,3574
D_n	m	(3.2.8-1)	0,4427	0,4964	0,5867	0,9337
l_n	m	(3.2.9-1)	0,0427	0,0464	0,0867	0,3337
u_s	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	(3.2.10-1)	155,43	174,29	200,27	284,03
z	-	(3.2.10-2)	6	5	6	4
x	mm	-	0,2	0,3	0,3	0,3
D_{v1}	m	(3.2.11-1)	0,46	0,52	0,58	0,72
D_{n1}	m	(3.2.11-2)	0,49	0,54	0,67	1,27
k_1	mm	(3.2.11-3)	0,70	0,90	0,90	1,10
k_n	mm	(3.2.11-4)	0,70	0,90	1,00	1,60
ξ_{k1}	-	(3.2.11-5)	0,148	0,165	0,141	0,102
ξ_{kn}	-	(3.2.11-6)	0,105	0,117	0,067	0,026
ξ_k	-	(3.2.11-7)	0,127	0,141	0,104	0,064
ξ_{v1}	-	(3.2.12-1)	0,005	0,005	0,005	0,009

ξ_{vn}	-	(3.2.12-2)	0,009	0,009	0,022	0,128
ξ_v	-	(3.2.12-3)	0,007	0,007	0,013	0,068
x_0	-	(3.2.13-1)	1	1	1	0,96
x_2	-	(3.2.13-2)	1	1	0,96	0,89
ξ_x	-	(3.2.13-3)	0	0	0,02	0,08
f	-	(3.2.14-1)	0,0026	0,0141	0,0143	0,0162
η_∞	-	(3.2.15-1)	0,950	0,950	0,950	0,948
η_i	-	(3.2.15-2)	0,82	0,82	0,83	0,76
c_{An}	$m \cdot s^{-1}$	(3.2.16-1)	52,01	76,49	126,69	220,39
c_{2n}	$m \cdot s^{-1}$	(3.2.16-2)	57,16	79,75	144,08	221,31
z_c	$kJ \cdot kg^{-1}$	(3.2.16-3)	1,63	3,18	10,38	24,49
H_i	$kJ \cdot kg^{-1}$	(3.2.17-1)	156,11	151,20	222,72	270,59
$\eta_{tdi, vr}$	-	(3.2.18-1)	0,82	0,80	0,80	0,70
P_i	kW	(3.2.19-1)	2444,58	2106,44	2972,15	3207,25
D_{pl}	m	(3.3-1)	0,4	0,45	0,5	0,6
D_{pn}	m	(3.3-2)	0,4	0,45	0,5	0,6
D_{hl}	m	(3.3-3)	0,4608	0,5154	0,5766	0,7236
D_{hn}	m	(3.3-4)	0,485,5	0,5427	0,6734	1,2674
A_x	mm	(3.3-5)	252,60	237,00	338,40	263,80

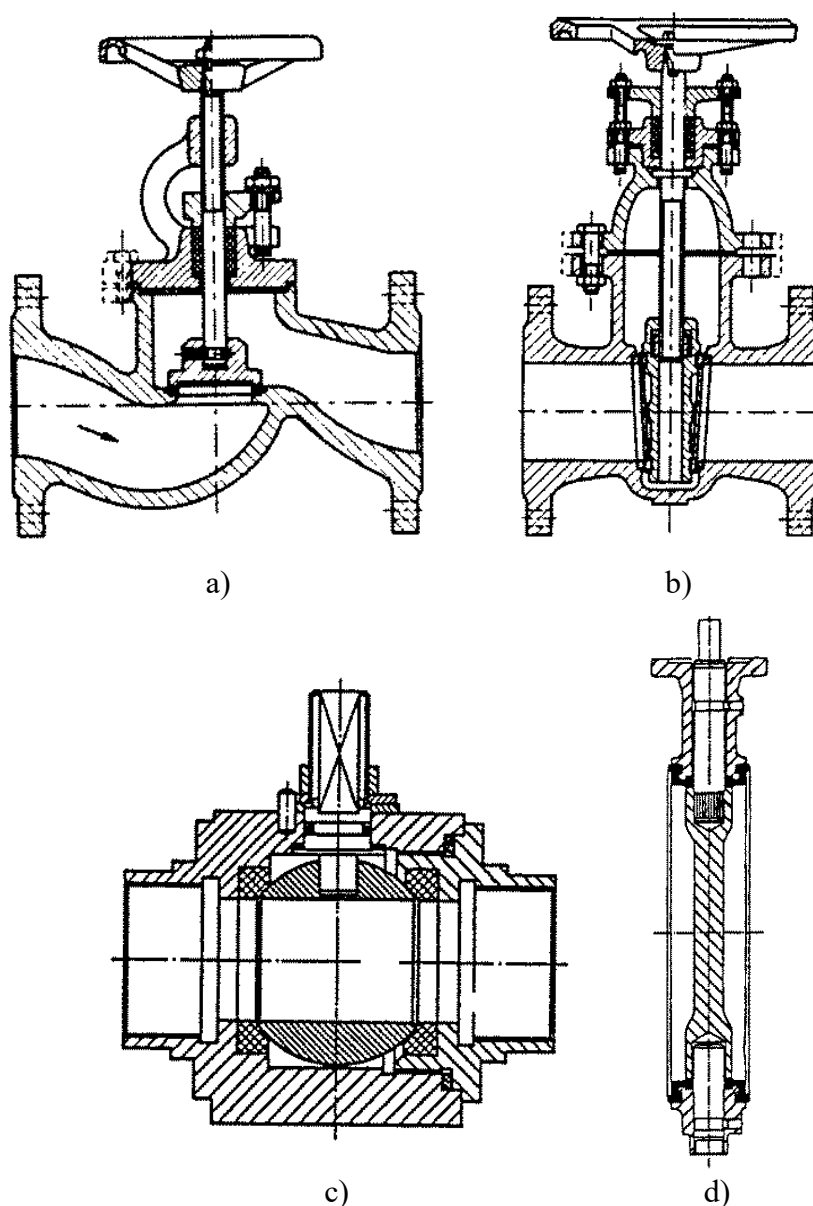
4 Armatury použité v systému ucpávkové páry

Armatury použité v systému ucpávkové páry lze dělit podle jejich funkčního použití na:[4]

- uzavírací
- regulační
- ostatní

4.1 Uzavírací armatury

Mezi obvyklé uzavírací armatury se řadí šoupátka, ventily a kohouty. Nejnovějším provedením u uzavíracích armatur jsou klapky a kulové kohouty.[5]



Obrázek 13: a) uzavírací ventil, b) šoupátko, c) kulový ventil (kohout), d) uzavírací klapka [5]

Dříve se obvykle volily uzavírací ventily do DN 50 a od DN 65 se volila šoupátka. V současné době je však více přihlíženo na ekonomická hlediska a např. místo dražšího šoupátka

se volí motýlová klapka. Z hlediska dispozičního řešení to však způsobuje jisté problémy při realizaci, protože jednotlivé druhy uzavíracích armatur mají různé tzv. stavební délky. Kupříkladu klapka je kratší než šoupátko, a to je zase kratší než ventil odpovídající jmenovité světlosti (DN). Už při návrhu potrubních soustav jsou délky jednotlivých armatur započítány a při změně druhu armatury musí logicky dojít i k přepracování potrubních soustav.[4]

Uzavírací armatury slouží k zastavení, popř. uvolnění průtoku média v potrubí. Snahou je, aby po uzavření byla armatura co nejlépe utěsněna. Protože není možné dosáhnout absolutní těsnosti, je pomocí norem určena dosažitelná míra netěsnosti. Tato míra netěsnosti se kontroluje při zkouškách armatury.[5]

Pokud je armatura otevřená a proudí jejím průtokovým kanálem pracovní médium, vznikají v průtočném kanále tlakové ztráty. Tlaková ztráta je nežádoucím jevem, který způsobuje ztrátu energie, která je nutná dodat čerpadlem nebo kompresorem, což z ekonomického hlediska znamená vynaložení finančních prostředků navíc. Proto je snaha, aby uzavírací armatury při jejich otevření měly co nejmenší tlakové ztráty.[5]

Na uzavírací armatury mohou být i další požadavky jako odolnost proti konkrétním chemikáliím, co nejdokonalejší těsnost vůči vnějšímu prostředí (jedovaté, výbušné, hořlavé, radioaktivní látky), motorický či pneumatický pohon apod.[5]

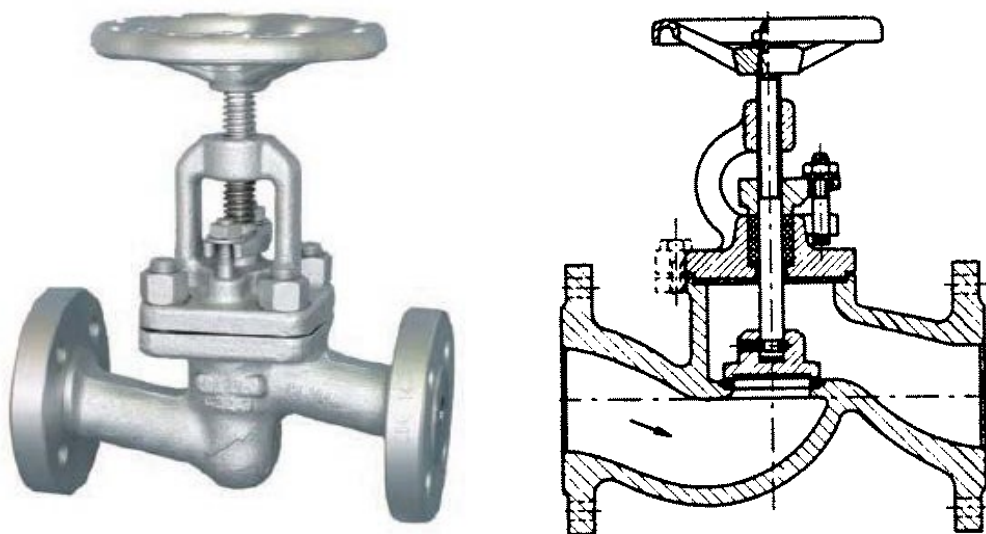
Při uzavírání armatury se musí také brát ohled na rychlost uzavírání. Při velmi rychlém uzavření by totiž mohlo dojít k hydraulickému rázu (enormní nárůst tlakové energie před armaturou), který by mohl poškodit potrubí a uzavírací armaturu.

V této diplomové práci jsou pro systém ucpávkové páry jako uzavírací armatury použity pouze uzavírací ventily.

4.1.1 Uzavírací ventil

Nejrozšířenějším provedením uzavíracího ventilu je konstrukce, která znázorněna na obrázku 14.[5]

Princip uzavíracích ventilů spočívá v pohybu těsnicí plochy kuželky do sedla, které je umístěno uvnitř tělesa proudnicového tvaru. Tento tvar snižuje hydraulické odpory. Osa vstupu a výstupu leží v jedné rovině. Tělo ventilu je esovitě prohnuto pro potřeby ovládání ventilu, kdy je osa táhla (vřetena) kolmá k ose potrubí. Ventil je sedlem a kuželkou v podstatě rozdělen na dva pracovní prostory, a to vstupní a výstupní.[4, 5]



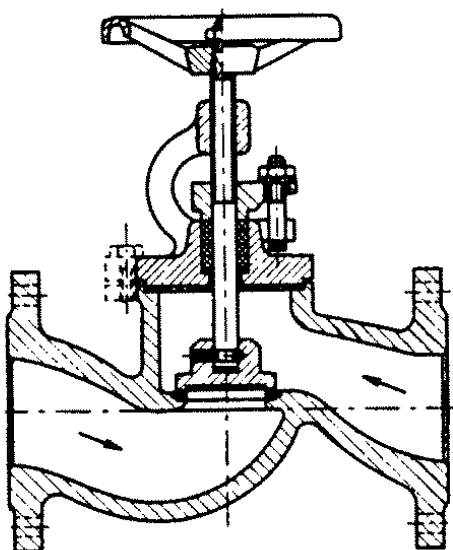
Obrázek 14: Uzavírací ventil [4, 5]

Na rozdíl od šoupátka je proudění ventilem nuceno měnit svůj směr, což není dobré z hlediska dosažení co nejvyšších průtoků. Díky změně směru proudění má ventil i velkou tlakovou ztrátu. Při montáži ventilů je důležité dodržet směr proudění, který bývá vyznačen šipkou na tělese.[4]



Obrázek 15: Schématická značka šoupátka podle ČSN EN ISO 10628

Uzavírací ventily se dají dělit na ventily s prouděním média pod kuželkou a prouděním média nad kuželkou.[4]



Obrázek 16: Znázornění proudění média pod kuželkou a nad kuželkou [5]

4.2 Regulační armatury

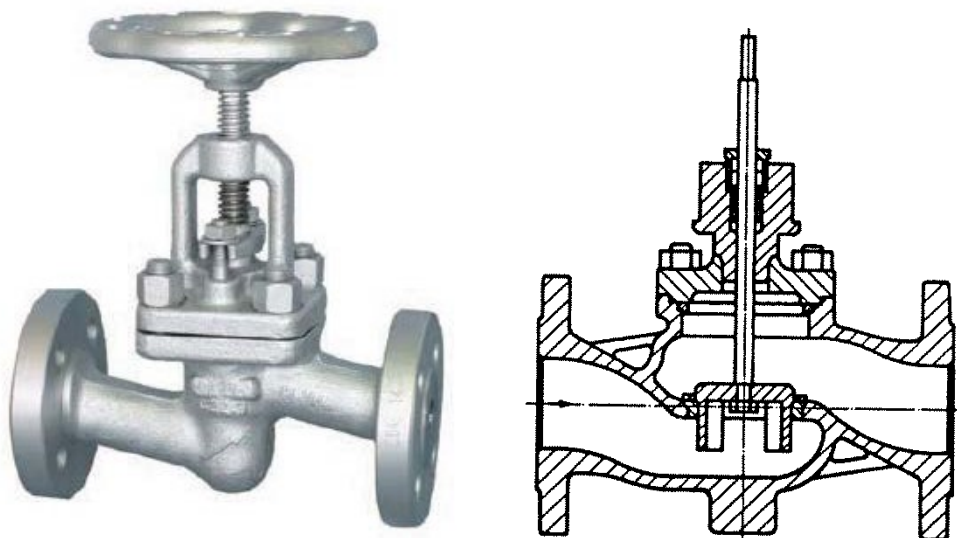
Nejvýznamnějšími regulačními armaturami jsou regulační ventily. Jejich funkce spočívá ve změně velikosti průtokové plochy v průtočném kanálu ventilu během zdvihu, a tím i změnou hydraulických odporů.[5]

V porovnání s uzavíracími ventily, kde se počítá s polohami zavřeno a otevřeno, se regulační ventily pohybují v mezipolohách. U regulačních ventilů se těsnost při nulovém zdvihu nepředpokládá. Pokud je tedy požadavek na uzavření potrubní větve, musí se před regulační ventil předradit uzavírací ventil. Je to z ekonomického hlediska výhodné. Pokud by měl regulační ventil těsnit, musela by k tomu být uzpůsobena jeho konstrukce a materiály, které by musely splňovat požadavky na vysokou těsnost. Ve výsledku vyjde levněji za sebe zařadit relativně levný uzavírací a regulační ventil.[5]



Obrázek 17: Schématická značka regulačního ventilu ČSN EN ISO 10628

Regulační ventily jsou v podstatě konstrukčně stejné jako uzavírací ventily. Jedinou změnou je provedení uzavírání sedla ventilu, které se uzavírá tvarovanou kuželkou podle požadavků propustnosti.[4]

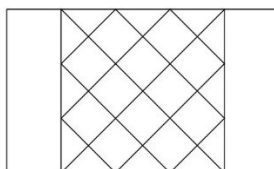


Obrázek 18: Regulační ventil[4, 5]

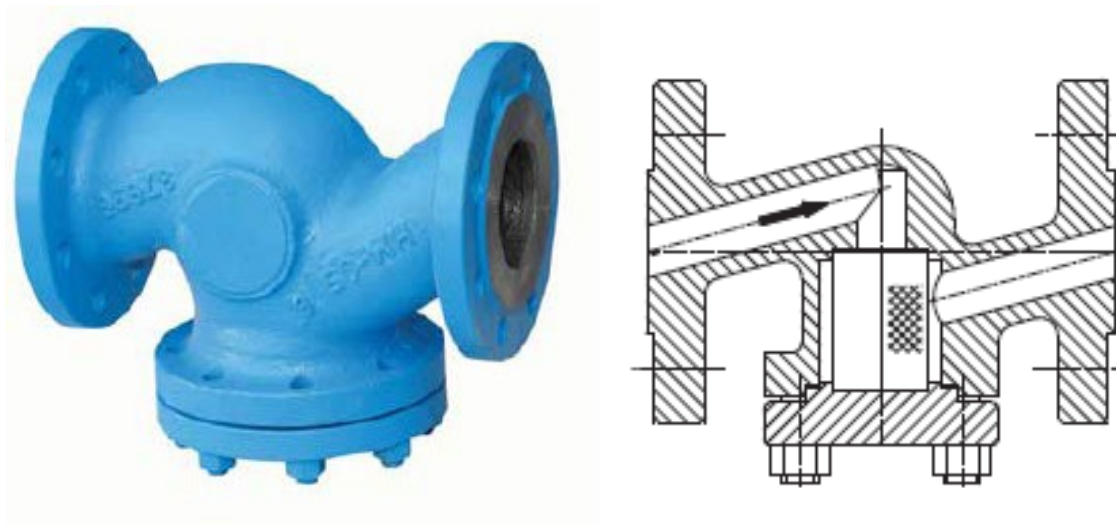
4.3 Ostatní armatury

4.3.1 Filtr, síto

Síta nebo filtry brání v proniknutí nečistot do navazujícího zařízení (např. regulačního ventilu). K jejich největšímu zanášení dochází při najíždění turbíny, kdy je i v některých případech nutné během najíždění filtr několikrát vyčistit, protože dojde k zanesení od solí, či materiálů, které se mohly do potrubí dostat například během opravy.[4]



Obrázek 19: Schematická značka filtru, síta podle ČSN EN ISO 10628



Obrázek 20: Filtr, síto [4]

4.3.2 Odvaděč kondenzátu

Hlavním úkolem odvaděče kondenzátu je odvádět kondenzát z parního systému (parního potrubí, turbíny), který vzniká odvodem tepla z páry, buď tepelnými ztrátami v potrubí, nebo předáváním tepla technologickému zařízení k ohřevu. Kondenzát se z turbíny odvádí, aby nedošlo k ponoření lopatek rotoru do kondenzátu, což by způsobilo havárii turbíny. Z potrubního systému se kondenzát odvádí, protože by se mohl dostat buď do ucpávek, kde by došlo k poškození břitů, nebo do turbíny, kde by došlo k erozi lopatek a poškození turbíny. Kondenzát v potrubí také zabraňuje průtoku páry a způsobuje rázy v potrubí.[5]

Dalším úkolem odvaděče kondenzátu je zabránění úniku nezkondenzované páry, protože by to znamenalo ztrátu tepla, což ústí v provozní ztráty.[5]

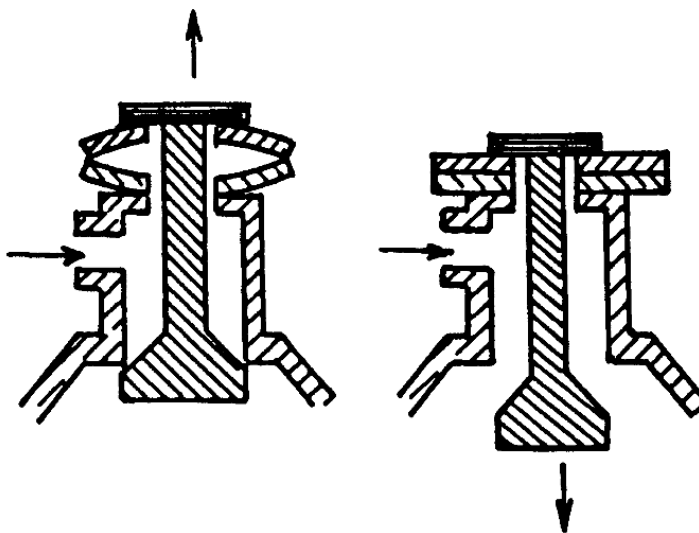


Obrázek 21: Schematická značka odvaděče kondenzátu podle ČSN EN ISO 10628

Odvaděče kondenzátu lze se děli na dva základní typy, a to termický (bimetalový) odvaděč a plovákový odvaděč.[5]

4.3.2.1 Termický (bimetalový) odvaděč

Otevírání a zavírání je řízeno pomocí bimetalu. Pára, která se dostane do odvaděče, ohřeje bimetal a ten se vychýlí z klidové polohy. Vznikne síla, která se využije k pohybu ventilu a odvaděč se uzavře. Postupným ochlazováním se kuželka začne opět otevírat.[4, 5]



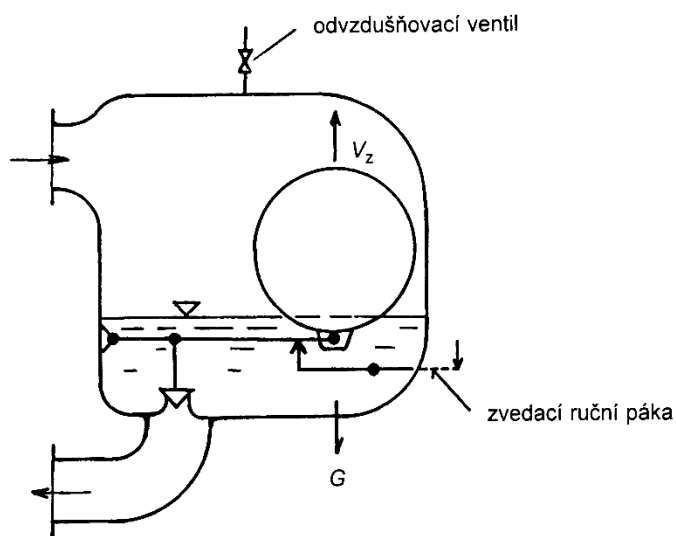
Obrázek 22: Termický (bimetalový) odvaděč [5]

4.3.2.2 Plovákový odvaděč

Nejběžnějším a nejvíce používaným typem plovákového odvaděče kondenzátu je odvaděč s uzavřeným kulovým plovákem.

Princip plovákového odvaděče je založen na vztlaku ponořeného tělesa (plováku) do kapaliny, kdy vztlakem dochází ke zdvihu kulového plováku, který pákovým převodem působí

na vypouštěcí orgán. Pokud do odvaděče přitéká více kondenzátu než odtéká, zvyšuje se hladina a tím ponor plováku, a to do té doby, než dojde k nadzvednutí plováku a odpuštění části kondenzátu.[4, 5]

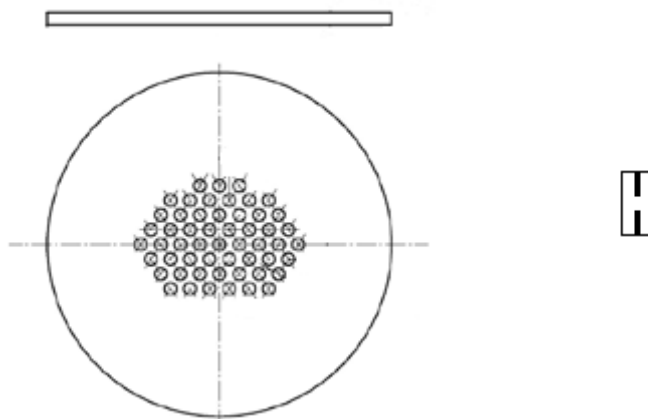


Obrázek 23: Plovákový odvaděč [5]

4.3.3 Mařič energie (clona)

V podstatě se jedná o škrťací clonu s jedním nebo více otvory, která omezuje průtok média a snižuje jeho tlak. Obvykle se montuje mezi dvě příruby.[4]

V závislosti na rozdílu tlaku před a za clonou se volí průřez škrťací clony.

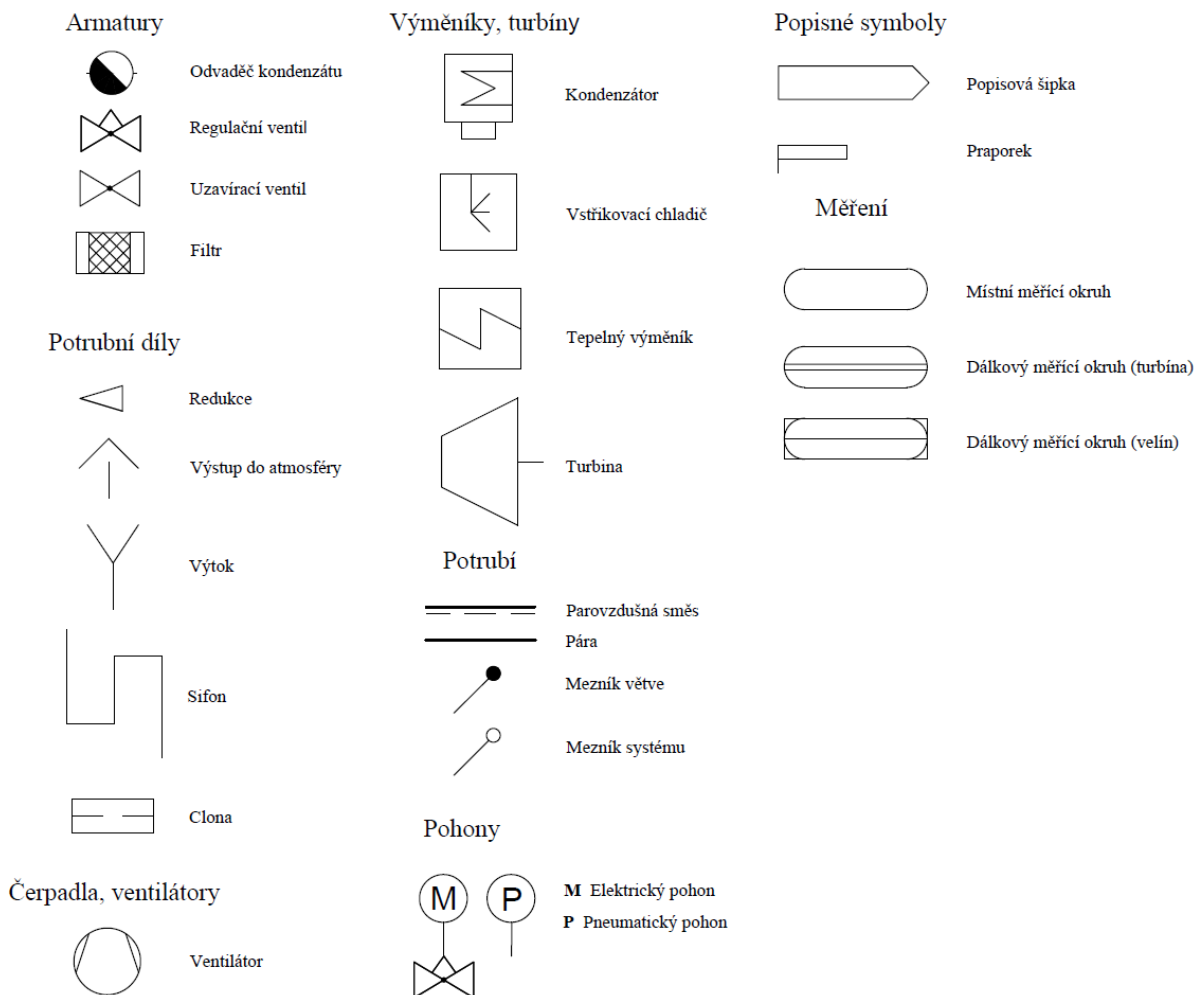


Obrázek 24: Mařič energie a schematická značka mařiče energie podle ČSN EN ISO 10628 [4]

5 Schéma systému ucpávkové páry

5.1 Schématické značky

Schématické značky použité ve schématu systému ucpávkové páry vychází z norem ISO 10628, DIN 2481 a DIN 2429.



Obrázek 25: Schématické značky použité v systému ucpávkové páry [6–8]

5.2 Identifikační systém (KKS)

Pro identifikaci armatur, potrubí a dalších zařízení na výkrese slouží identifikační systém. Díky němu lze pomocí číselného a písmenného označení identifikovat konkrétní zařízení, potrubí či armaturu i ve velmi komplexních a rozsáhlých projektech. To usnadňuje a urychluje komunikaci mezi zákazníkem a dodavatelem.

Existuje mnoho identifikačních systémů, v této práci je využit německý identifikační systém převzatý z elektrárenského průmyslu označovaný KKS (Kraftwerk Kennzeichen System). V následujících podkapitolách je tento systém velice stručně popsán, tak aby bylo možné porozumět popisu schématu systému ucpávkové páry.

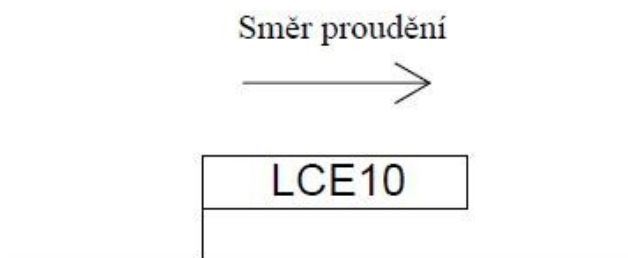
5.2.1 Označení systémů

Podle identifikačního systému KKS se systémy použité v této diplomové práci značí:

- LCE – Systém kondenzátu pro vstřikování
- MAW – Systém ucpávkové, topné a chladicí páry
- MAL – Systém odvodnění a odvzdušnění
- MAM – Systém odsávání páry z ucpávek
- MAA – Vysokotlaká část turbíny

Systémy se také číslovají, a to přednostně po celých desítkách. Číslo systému se mění v případě změny konstrukční teploty nebo tlaku (např. LCE10, MAW20).

Označení a číslo systému se následně vyplní do schématické značky systému, která se umístí na příslušný systém. Směr umístění značky systému udává směr proudění.



Obrázek 26: Označení systémů

5.2.2 Označení potrubních větví

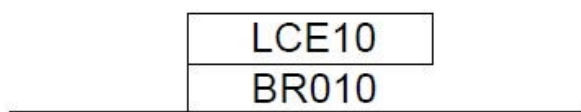
V systému se nesmí nacházet dvě stejně označené potrubní větve. Jejich značení funguje na principu $BRX_1X_2X_3$, kde X_1 , X_2 a X_3 jsou čísla.

Pro X_1 platí:

- 0 – všeobecné potrubí
- 1 až 5 – všeobecné potrubí (pokud nestačí 0)
- 6 – odvodňovací a vypouštěcí potrubí
- 7 – odvzdušňovací a zavzdušňovací potrubí
- 8 – impulsní potrubí pro měření
- 9 – neobsazeno

Číslo X_2 slouží k číslování potrubních větví v celých desítkách. X_3 je rezerva pro dodatečné potrubní větve.

Označení potrubí se umísťuje pod praporek, kterým se označuje systém. Na obrázku 27 je znázorněna potrubní větev BR010 v systému LCE10.



Obrázek 27: Označení potrubních větví

5.2.3 Označení armatur

Při označení jednotlivých armatur se nejdříve napíše označení systému, a poté písmenné označení, které charakterizuje typ armatury. V diplomové práci se vyskytují tyto armatury pod tímto označením:

- AA – armatury uzavírací, regulační a odvaděče kondenzátu
- BP – omezovače průtoku (clony)

Za typem armatury následují tři čísla. První číslo charakterizuje instalovaný pohon, kde:

- 0 – armatury bez pohonu
- 1 – regulační armatury s pohonem
- 2 – uzavírací armatury s pohonem
- 3 – pojistné ventily
- 4 – solenoidové ventily
- 5 – zpětné armatury
- 6 – odvodňovací a vypouštěcí armatury
- 7 – armatury odvzdušňovací a zavzdušňovací
- 8 – oddělovací armatury na impulsním potrubí
- 9 – speciální armatury

Druhé a třetí číslo slouží k číslování jednotlivých armatur v potrubní větvi. Přednostně se využívá číslování v celý desítkách.



Obrázek 28: Označení armatur

5.2.4 Označení zařízení

Při označení jednotlivých zařízení se postupuje stejně jako u označení armatur. Nejdříve se napíše označení systému, poté písmenné označení, které charakterizuje typ zařízení. V diplomové práci se vyskytují tato zařízení pod tímto označením:

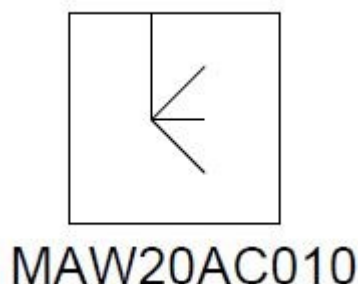
- BN – vývěvy, ejektory a injektory
- AC – výměníky tepla

Za typem zařízení následují tři čísla. První číslo specifikuje instalovaný pohon, kde:

- 0 – bez pohonu (ruční pohon)
- 1 – elektrický pohon
- 2 – parní turbína

- 3 – plynová turbína
- 4 – spalovací motor
- 5 – hydraulický pohon
- 6 – pneumatický pohon
- 7 – vodní pohon
- 8 – větrný pohon

Druhé číslo slouží k číslování jednotlivých zařízení v potrubní větvi. Poslední, třetí číslo je nevyužito a je vždy rovno nule.



Obrázek 29: Označení zařízení

5.2.5 Označení měření

Při označení jednotlivých měření se nejdříve napíše označení systému, poté písmenné označení, které charakterizuje typ měření. V diplomové práci se vyskytují tato měření pod tímto označením:

- CT – měření teploty
- CP – měření tlaku

Za typem měření následují tři čísla. První číslo specifikuje druh použitého měření, kde:

- 0 – přímé analogové signály
- 1 – přímé analogové signály (pokud nestačí 0)
- 2 – binární signály (spínač)
- 3 – binární spínač (pokud nestačí 2)
- 4 – zkušební a garanční měření
- 5 – místní měření
- 6 – autonomní měření
- 9 – sdružený signál

Druhé a třetí číslo slouží k pořadovému číslování položek a vždy začíná pro každou skupinu měřených veličin (teplota, tlak atd.) a druh měření (analogové, binární atd.) číslem deset.

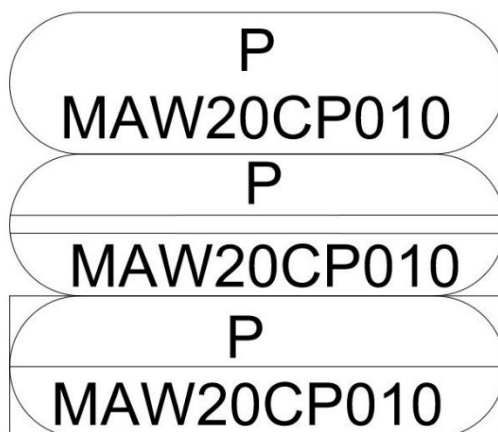
Označení měření (KKS) se nachází v dolní části oválné schématické značky. V horní části oválné značky se uvádí kategorie měření s doplňujícími funkcemi. Cílem této práce není podrobně popsat jednotlivá měření, proto je pro zjednodušení v popisu měření uvedena jen kategorie měření.

Příklad kategorií měření:

- G – pozice
- P – tlak
- S – rychlost
- T – teplota

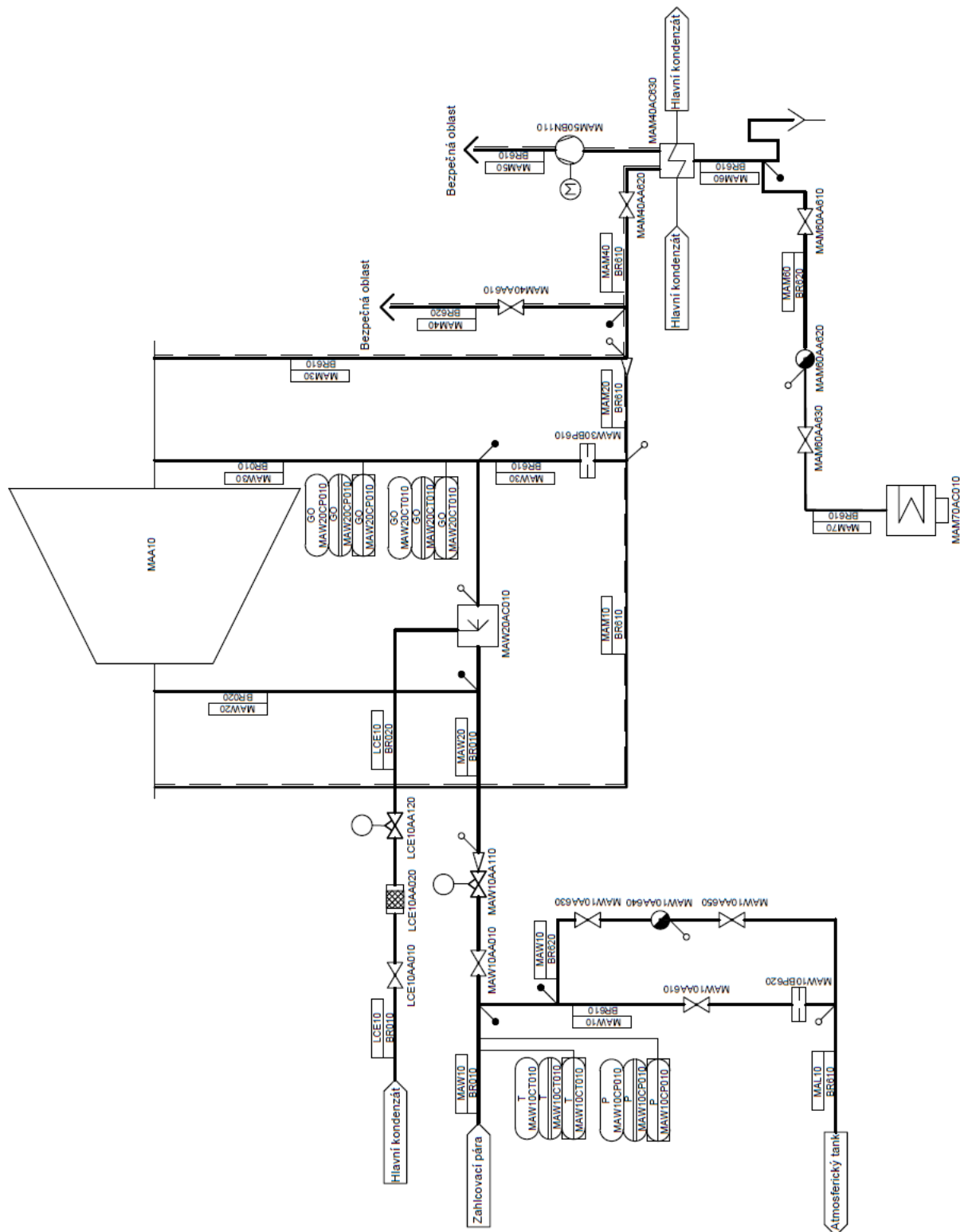
Příklad doplňujících funkcí:

- I – analogová indikace
- O – binární indikace
- A – alarm
- R – záznam



Obrázek 30: Označení měření

5.2.6 P&ID schéma systému ucpávkové páry



Obrázek 31: Schéma systému ucpávkové páry bez design parametrů a dimenzí potrubí

6 Systém ucpávkové páry

Systém ucpávkové páry (SUP) je velice důležitou součástí technologického celku parní turbíny. Skládá se z přívodu zhlcovací páry do ucpávek, následném odvodu parovzdušné směsi z ucpávek a kondenzátoru ucpávkové páry.

Zabraňuje vniknutí vzduchu do turbíny a zároveň zamezuje úniku páry do strojovny. Pokud by do turbíny, jejíž provozní teploty mohou být velmi vysoké, vnikl studený vzduch, tak by jejím prudkým ochlazením mohlo dojít k její havárii. Také zamezuje úniku páry do strojovny, a tím eliminuje nebezpečí pro obsluhu turbíny.

6.1 Tlaky v systému ucpávkové páry

Snahou je, aby zhlcovací pára měla jen nepatrně vyšší tlak, než je tlak atmosférický. Velmi nízký rozdíl tlaků totiž způsobuje jen velmi malé hmotnostní průtoky páry ucpávkami.

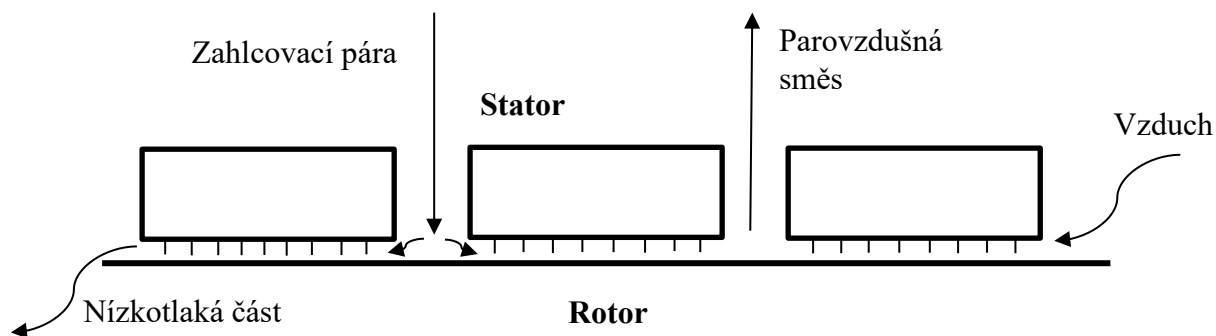
Pro odsávání parovzdušné směsi by naopak měl být tlak nepatrně nižší než atmosférický tlak. Díky tomu bude docházet k nasávání jen velmi malého množství vzduchu do ucpávek.

6.2 Popis ucpávkového systému parní turbíny

Pára o vysokých parametrech, která se používá pro zhlcování rotorových ucpávek, se obvykle odebírá z hlavního parovodu za kotlem. Součástí odběrové větve je uzavírací ventil (MAW10AA010) a redukční ventil (MAW10AA110). Redukčním ventilem se redukuje tlak zhlcovací páry, vstupující do předních a zadních rotorových ucpávek, na požadovanou hodnotu. Regulace tlaku je automatická, a to pomocí čidla tlaku (MAW20CP020). Teplota zhlcovací páry na předních a zadních rotorových ucpávkách je odlišná, protože teplota páry v turbíně ve vysokotlaké části dosahuje mnohem vyšších teplot než v nízkotlaké části turbíny. Kdyby se na chladnější zadní ucpávky dostala pára s velmi vysokou teplotou, tak by vlivem tepelných dilatací mohlo dojít k poškození ucpávek až zadření turbíny. Požadavku nižší teploty zhlcovací páry jdoucí na zadní rotorové ucpávky je dosaženo chladícím (hlavním) kondenzátem, který je do zhlcovací páry vstřikován ve vstřikovém chladiči páry (MAW20AC010). Chladicí kondenzát je do vstřikového chladiče odebírán z hlavního kondenzátu za kondenzačním čerpadlem. Má tedy stejné parametry jako hlavní kondenzát. Množství chladícího kondenzátu se reguluje regulačním ventilem (LCE10AA120), a to automaticky pomocí čidla teploty (MAW20CT010). Před regulačním ventilem je umístěno síto (LCE10AA020), které slouží k ochraně kuželky regulačního ventilu. V přívodu chladícího kondenzátu se také nachází uzavírací ventil (LCE10AA010).

Parovzdušná směs (viz. obrázek 32) je následně z rotorových ucpávek odsávána do kondenzátoru ucpávkové páry (MAM40AC630). Podtlak je v odsávacím potrubí vytvořen pomocí ventilátoru s elektropohonem (MAM50BN110). Odsávací potrubí je před kondenzátorem ucpávkové páry vybaveno uzavírací armaturou (MAM40AA620) pro případ, kdyby bylo nutné kondenzátor ucpávkové páry odstavit. Pro tento případ je odsávací potrubí vybaveno výstupním potrubím do atmosféry s uzavírací armaturou (MAM40AA610).

V kondenzátoru ucpávkové páry (KUP) dochází ke kondenzaci páry z odsávané parovzdušné směsi. Parovzdušná směs se rozdělí na páru (kondenzát) a nekondenzující plyny, které jsou následně vypuštěny do okolí. Kondenzátor ucpávkové páry zároveň slouží jako ohřívák hlavního kondenzátu, díky čemuž se nepatrně zvyšuje účinnost cyklu (desetiny procenta). Kondenzát z parovzdušné směsi jde následně přes odvaděč kondenzátu (MAM60AA620) do kondenzátoru (MAM70AC010).



Obrázek 32: Princip zahlcování zadních rotorových ucpávek

6.3 Použití ucpávkového systému

6.3.1 Vakuace při najíždění turbíny

Při najíždění turbíny se co nejdříve spouští systém ucpávkové páry. S jeho pomocí se docílí „odříznutí“ turbíny od atmosférického vzduchu, který by jinak při vakuaci do turbíny vnikal díky velkému rozdílu tlaků, a tím znemožnil dosažení požadovaného podtlaku. Pokud by došlo k tzv. teplému startu, tak by studený vzduch proudící do turbíny mohl poškodit nejen ucpávky, ale i turbínu kvůli prudkému ochlazení. Vakuaci turbíny a kondenzátoru zajišťuje najížděcí vývěva.

6.3.2 Provoz turbíny

Zahlcování ucpávek rotoru na nízkotlaké (zadní) a vysokotlaké (přední) části turbíny je nutné i při provozu turbíny za jmenovitého výkonu. Na nízkotlaké části by bez zahlcování ucpávek rotoru docházelo k nasávání atmosférického vzduchu. Na vysokotlaké části by mělo být zahlcování rotorových ucpávek teoreticky zbytečné, avšak kvůli vyrovnávacímu pístu (viz. kapitola 9), za kterým mohou být velmi nízké tlaky, se rotorové ucpávky na vysokotlaké části také musí většinou zahlcovat. Pokud je vyrovnávací píst zaveden do odběru s vyšším tlakem, než je atmosférický tlak tak se vysokotlaká část nezahlcuje.

6.4 Poruchy v systému ucpávkové páry

6.4.1 Prasklá trubka v kondenzátoru ucpávkové páry

V případě prasknutí trubky nebo více trubek v KUP na straně hlavního kondenzátu by došlo ke zvýšení odtékajícího kondenzátu, který by odvaděč kondenzátu nestačil odvést. Proto je na výstupu z KUP instalován sifon, který přebytečný kondenzát odvede do kanalizace.

Porucha se řeší uzavřením uzavíracího ventilu (MAM40AA620) a otevřením uzavíracího ventilu (MAM40AA610) ve výstupním potrubí do atmosféry. Takto zůstane turbína v provozu až do odstávky, kdy je možné KUP opravit, či vyměnit.

6.4.2 Porucha odvaděče kondenzátu

Pokud dojde k poruše odvaděče kondenzátu (MAM60AA620) uzavře se uzavírací ventil před odvaděčem (MAM60AA610) a uzavírací ventil za odvaděčem (MAM60AA630). Kondenzát následně odchází přes sifon do kanalizace, dokud se odvaděč neopraví nebo nevymění.

6.4.3 Porucha ventilátoru

V případě poruchy ventilátoru dojde v odsávacím potrubí k nárůstu tlaku. Tím dojde ke zhoršení funkce ucpávek a možnému úniku páry do strojovny. Dochází k uzavření uzavírací armatury (MAM40AA620) před KUP a otevřením uzavírací armatury (MAM40AA610) na výstupu do atmosféry. Takto zůstane turbína v provozu, dokud nedojde k opravě, či výměně ventilátoru.

6.5 Ucpávky

Ucpávky slouží k utěsnění prostoru mezi statorovými a rotorovými částmi parní turbíny. Mohou být vnitřní (vyrovnávací píst) nebo vnější (rotorové ucpávky na VT a NT straně). Ucpávky se také dají dělit podle způsobu provedení těsnícího elementu na dotykové a bezdotykové.[3],[1]

6.5.1 Dotykové ucpávky

Nevýhodou dotykových ucpávek je, že jsou limitovány nízkou životností (obrušují se). Naopak výhodou těchto ucpávek je o jeden řád nižší hmotnostní průtok než u bezdotykových ucpávek. To umožňuje krátké stavební axiální délky ucpávek, které mají vliv na délku rotoru a tím i na jeho kritické otáčky.[3]

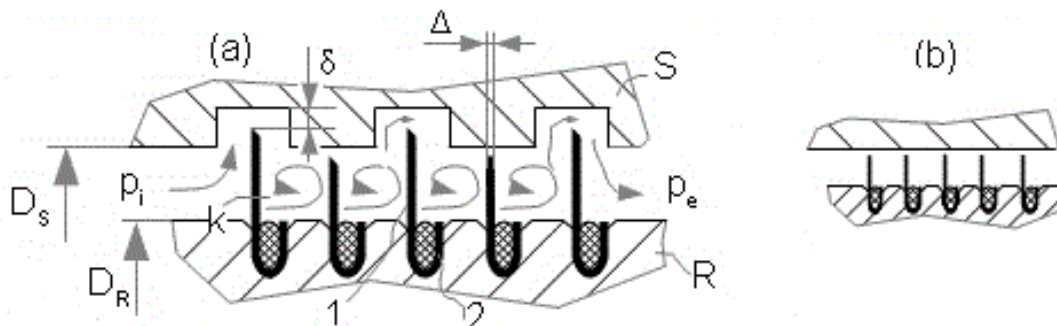
Dotykové ucpávky se občas používají u malých jednostupňových turbín a nejčastěji bývají vyrobeny z grafitu.



Obrázek 33: Segmentová dotyková grafitová ucpávka

6.5.2 Bezdotykové labyrintové ucpávky

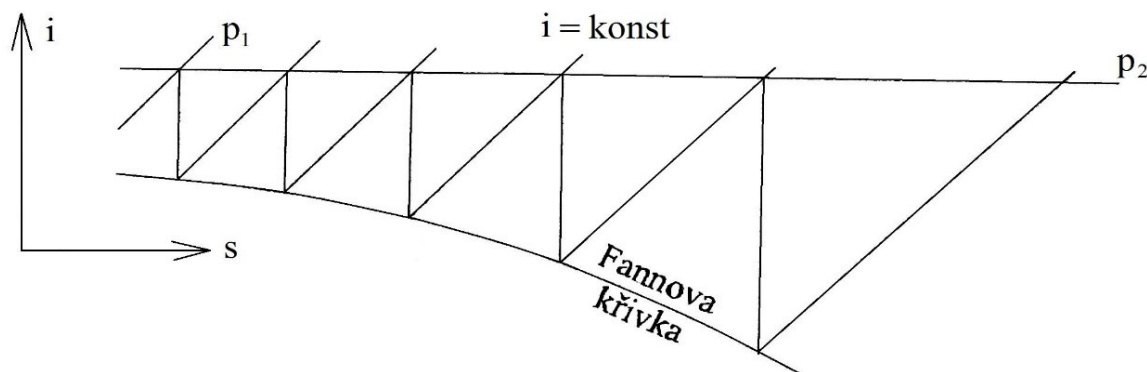
Bezdotykové labyrintové ucpávky jsou buď v provedení s pravým labyrintem, nebo v provedení s nepravým labyrintem, kdy nejpoužívanější je konstrukční provedení s pravým labyrintem.[3]



Obrázek 34: a) konstrukce pravého labyrintu; b) konstrukce nepravého labyrintu (1-břit z tenkého plechu; 2-temovací drát; S-stator; R-rotor; Δ -šířka břitu; δ -mezera mezi státorem a rotorem; p_i , p_e -vstupní a výstupní tlak; D_s , D_R -průměr statoru a rotoru; k -komůrka) [9]

Výhodou bezdotykových ucpávek v porovnání s dotykovými ucpávkami je jejich vysoká životnost (nepodléhají kontaktnímu opotřebení). Nevýhodou je trvalý únik většího množství páry mezi břity, který snižuje termodynamickou účinnost turbíny. U labyrintových ucpávek také časem dochází k tzv. „vyšlehání“, proto je nutné, pro zajištění jejich správné funkčnosti je předdimenzovat, a to až na dvojnásobek napočítaného počtu břitů. Další nevýhodou jsou velké axiální stavební délky ucpávek, které negativně ovlivňují délku rotoru a jeho kritické otáčky.[3]

Princip labyrintových ucpávek spočívá v přeměně tlakové energie proudícího média v zúžených částech ucpávky (mezi koncem břitu a státorem) na kinetickou energii. Pohybová energie média je následně v komůrkách mařena jeho zavřením. Tímto způsobem dochází k postupnému snižování tlaku až na požadovaný tlak.[9]



Obrázek 35: Fannova křivka znázorňující průběh škrcení páry v ucpávkách; p_1 -tlak na vstupu do ucpávky, p_2 -tlak na výstupu z ucpávky [1]

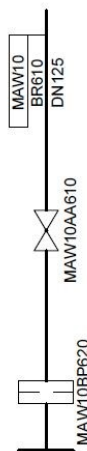
6.6 Odvodnění systému ucpávkové páry

Odvodnění slouží k odvodu vody z turbíny a jejího potrubního systému, a to při najíždění turbíny, v plném provozu i při odstavení. Pomocí některých odvodnění se také při najíždění nahřívá turbína a potrubní systém.

6.6.1 Odvodnění při najíždění turbíny

Pro odvodnění při najíždění turbíny slouží větev BR610 v systému MAW10, kdy se počítá s větším množstvím kondenzátu. Ve větvi se nachází uzavírací ventil) a clona, která je umístěna co nejbližší k sběrnému potrubí BR610 v systému MAL10, a to z důvodu možné dodatečné expanze v tomto potrubí. Po najetí turbíny se tato větev uzavře.

Toto odvodnění se převážně používá před uzavíracími armaturami v kombinaci s trvalým provozním odvodněním s odvaděčem kondenzátu pro turbínu. Také se používá pro prohřev turbíny.

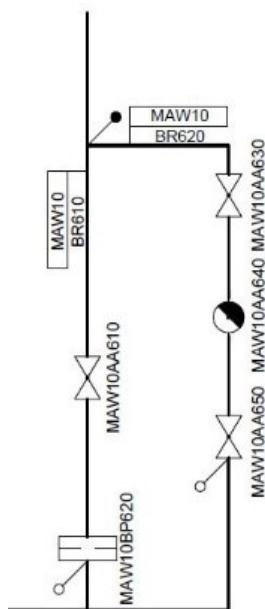


Obrázek 36: Odvodnění při najíždění turbíny

6.6.2 Trvalé provozní odvodnění s odvaděčem kondenzátu

Trvalé provozní odvodnění znázorňuje větev BR620 v systému MAW10, kdy se počítá s malým množstvím odváděného kondenzátu. Ve větvi se včetně odvaděče kondenzátu nachází před a za odvaděčem uzavírací armatury, které se v případě poruchy odvaděče dají uzavřít a odvaděč je možno opravit.

Toto odvodnění se převážně používá před uzavíracími armaturami a v kombinaci s trvalým provozním odvodněním pro turbínu.



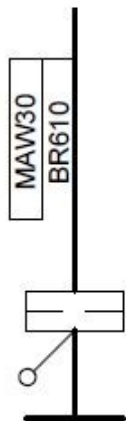
Obrázek 37: Trvalé provozní odvodnění s odvaděčem kondenzátu

6.6.3 Trvalé odvodnění s clonou

Trvalé odvodnění s clonou znázorňuje větev BR310 v systému MAW30, kdy se předpokládá velmi malý průtok touto větví (malý rozdíl tlaků), je tedy zbytečné navrhovat složitý

systém s trvalým provozním odvodněním s odvaděčem kondenzátu a odvodněním při najíždění turbíny.

Toto provedení se převážně používá u systémů ucpávkové páry při odvodňování potrubí zahlcovací páry.



Obrázek 38: Trvalé odvodnění s clonou

6.7 Kondenzátor ucpávkové páry

Kondenzátor ucpávkové páry (KUP) je horizontální trubkový tepelný výměník s přímými trubkami. Jak už bylo zmíněno v kapitole 6.2, kondenzátor ucpávkové páry kondenzuje páru z odsávané parovzdušné směsi, která je odsávána z rotorových ucpávek. Parovzdušná směs se v kondenzátoru ucpávkové páry rozdělí na páru (kondenzát) a nekondenzující plyny, které jsou následně pomocí ventilátoru vypuštěny do okolí. Oddělení není nikdy dokonalé, tzn. velmi malé množství páry uniká. Tento únik je tak malý, že se při výpočtech zanedbává. KUP zároveň také nepatrně ohřívá hlavní kondenzát díky čemuž je nepatrně zvyšován účinnost cyklu (desetiny procenta).



Obrázek 39: Kondenzátor ucpávkové páry [10]

7 Minimální parametry páry pro start SUP

Aby bylo možné najet systém ucpávkové páry, musí být nejprve v kondenzátoru ucpávkové páry zajištěna cirkulace hlavního kondenzátu (chladicí médium) a armatury sloužící k vypuštění a odvodu kondenzátoru ucpávkové páry musí být uzavřeny.

Prvním krokem k najetí je otevření uzavíracího ventilu MAW10AA010 na straně zahlcovací páry a uzavíracího ventilu LCE10AA010 na straně vstříku. Poté se otevře uzavírací ventil na vstupu do kondenzátoru ucpávkové páry MAM40AA620 a uzavře se uzavírací ventil ve výstupní větvi do atmosféry MAM40AA610 (tato větev je využita pouze v případě poruchy KUP). Také se otevře uzavírací ventil před odvaděčem kondenzátu MAM60AA620 a za odvaděčem kondenzátu MAM60AA630.

Po kontrole podmínek pro najetí (teplota, tlak), se zapne ventilátor MAM50BN110, který je umístěn na kondenzátoru ucpávkové páry a na závěr se zapne automatický regulační ventil na straně páry MAW10AA110 a na straně vstříku chladicího kondenzátu LCE10AA120.

Výše popsané najíždění ucpávkové páry se provádí automaticky za pomoci funkční skupiny Ucpávková pára.

7.1 Minimální parametry pro start za studena

Start za studena lze uvažovat v případě, kdy je turbína odstavena déle jak 72 hodin a teplota kovových částí je pod 40 % jejich provozní teploty.[11]

Při startu za studena je požadováno, aby zahlcovací pára jdoucí na rotorové ucpávky měla teplotu vyšší, než je teplota sytosti páry. Je to z toho důvodu, že by kapičky, které by se mohly v páře blízko bodu sytosti objevit, poškodily břity ucpávek.

7.2 Výpočet minimálních parametrů pro start za studena

7.2.1 Minimální tlaky pro start za studena

Minimální tlak pro start systému ucpávkové páry za studena je závislý na regulačních schopnostech regulačního ventilu. Je to dáno minimálním zdvihem kuželky ventilu, který je zhruba pětina maximálního zdvihu.

Minimální tlak pro start za studena

$$p_{min,s} = \frac{p_{18}}{5} \quad (7.2.1-1)$$

Maximální tlak pro start za studena

$$p_{max,s} = p_{18} \quad (7.2.1-2)$$

7.2.2 Minimální teploty pro start za studena

Pro zjištění minimálních teplot pro start za studena se nejdříve určí saturační teploty pro dané tlaky a poté se k nim přičte rezerva. Na doporučení společnosti Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o byla zvolena rezerva 30 °C.

Saturační teplota pro minimální tlak

$$t_{satmin,s} = f(p_{min,s}; x = 1) \quad (7.2.2-1)$$

Minimální teplota pro start za studena

$$t_{min,s} = t_{satmin,s} + 30 \quad (7.2.2-2)$$

Saturační teplota pro maximální tlak

$$t_{satmax,s} = f(p_{max,s}; x = 1) \quad (7.2.2-3)$$

Maximální teplota pro start za studena

$$t_{max,s} = t_{satmax,s} + 30 \quad (7.2.2-4)$$

7.3 Minimální parametry pro start za tepla

Start za tepla lze uvažovat v případě, kdy doba odstavení turbíny je mezi 10 a 72 hodinami a teplota kovových částí je mezi 40 až 80 % jejich provozního stavu.[11]

Při startu za tepla je kladen požadavek, aby teplota zahlcovací páry, která jde na rotorové ucpávky nepodkročila určitou teplotní mez. Tato mez byla na doporučení společnosti Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o zvolena na 150 °C oproti teplotě za regulačním stupněm při běžném provozním stavu. Také při startu za tepla je požadováno, aby zahlcovací pára jdoucí na rotorové ucpávky měla teplotu vyšší, než je teplota sytosti páry.

Pokud by teplota zahlcovací páry byla příliš nízká a dostala se do styku s teplými ucpávkami a rotorem, mohlo by dojít k poškození ucpávek až zadření rotoru vlivem teplotních dilatací.

7.4 Výpočet minimálních parametrů pro start za tepla

7.4.1 Minimální tlaky pro start za tepla

Minimální tlak pro start systému ucpávkové páry za tepla je stejně jako při startu za studena závislý na regulačních schopnostech regulačního ventilu. Je to dáno minimálním zdvihem kuželky ventilu, který je zhruba pětina jejího maximálního zdvihu.

Minimální tlak pro start za tepla

$$p_{min,t} = \frac{p_{18}}{5} \quad (7.4.1-1)$$

Maximální tlak pro start za tepla

$$p_{max,t} = p_{18} \quad (7.4.1-2)$$

7.4.2 Minimální teploty pro start za tepla

Jak již bylo zmíněno, minimální teploty jsou určeny tak, že se od teploty při běžném provozu za regulačním stupněm odečte 150 °C. Aby byl tento požadavek dodržen, je nutno počítat se poklesem teploty při škrcení zahlcovací páry pomocí regulačního ventilu.

K určení minimální teploty pro teplý start je nutné znát tlak po seškrcení za regulačním ventilem, který byl určen v kapitole 12.

Minimální teplota na vstupu do ucpávky

$$t_{umin,t} = t_{RS,2} - 150 \quad (7.4.2-1)$$

Minimální entalpie na vstupu do ucpávky

$$h_{umin,t} = f(t_{umin,t}; p_{umin,t}) \quad (7.4.2-2)$$

Minimální teplota pro start za tepla

$$t_{min,t} = f(h_{umin,t}; p_{min,t}) \quad (7.4.2-3)$$

Maximální teplota pro start za tepla

$$t_{max,t} = f(h_{umin,t}; p_{max,t}) \quad (7.4.2-4)$$

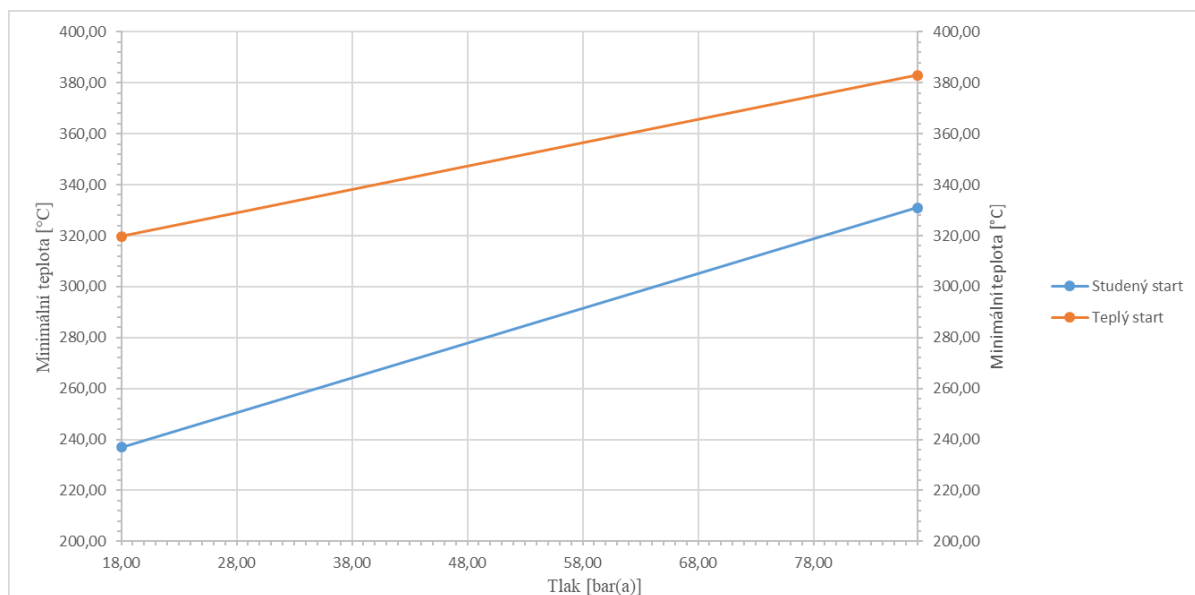
7.5 Určené hodnoty

Tabulka 8: Minimální parametry pro start za studena

Minimální tlak pro start za studena	$p_{min,s}$	18,00	bar(a)	(7.2.1-1)
Maximální tlak pro start za studena	$p_{max,s}$	87,00	bar(a)	(7.2.1-2)
Saturační teplota pro minimální tlak	$t_{satmin,s}$	207,12	°C	(7.2.2-1)
Minimální teplota pro start za studena	$t_{min,s}$	237,00	°C	(7.2.2-2)
Saturační teplota pro maximální tlak	$t_{satmax,s}$	300,91	°C	(7.2.2-3)
Maximální teplota pro start za studena	$t_{max,s}$	331,00	°C	(7.2.2-4)

Tabulka 9: Minimální parametry pro start za tepla

Minimální tlak pro start za tepla	$p_{min,t}$	18,00	bar(a)	(7.4.1-1)
Maximální tlak pro start za tepla	$p_{max,t}$	87,00	bar(a)	(7.4.1-2)
Minimální teplota na vstupu do ucpávky	$t_{umin,t}$	300,00	°C	(7.4.2-1)
Minimální entalpie na vstupu do ucpávky	$h_{umin,t}$	3074,47	°C	(7.4.2-2)
Tlak na vstupu do ucpávky	$p_{umin,t}$	1,03	bar(a)	-
Minimální teplota pro start za tepla	$t_{min,t}$	319,70	°C	(7.4.2-3)
Maximální teplota pro start za tepla	$t_{max,t}$	383,00	°C	(7.4.2-4)

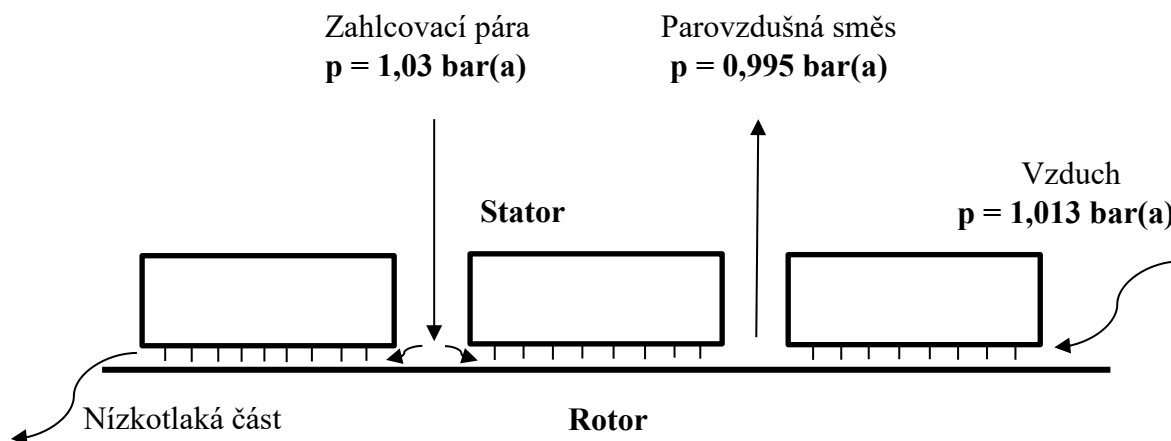


Obrázek 40: Najížděcí diagram systému ucpávkové páry

8 Výpočet systému ucpávkové páry

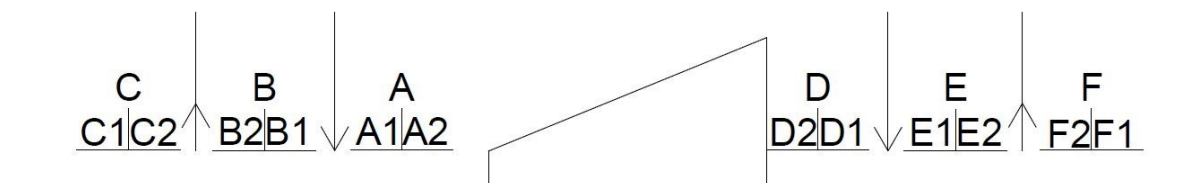
Výpočty byly provedeny pomocí postupů, vzorců a zdrojů, které byly poskytnuty společností Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o.

Byly provedeny dva výpočty, a to pro systém ucpávkové páry s novými ucpávkami a s vyšlehanými ucpávkami. Hodnoty tlaku zahlcovací páry a parovzdušné směsi potřebné k výpočtům byly určeny v kapitole 12 a jsou znázorněny na obrázku 41.



Obrázek 41: Tlaky v zadních rotorových ucpávkách

Pro lepší orientaci byly jednotlivé ucpávky označeny podle obrázku 42. Rotorové ucpávky na vysokotlaké části jsou označeny směrem od rotoru A, B, C. Rotorové ucpávky na nízkotlaké části jsou označeny směrem od rotoru D, E, F.



Obrázek 42: Rozdělení rotorových ucpávek

8.1 Výpočet předních rotorových ucpávek

Přední rotorové ucpávky byly voleny jako bezdotykové s pravým labyrintem. Volit tuto koncepci je možné v případech, kdy se předpokládají jen minimální relativní posuvy mezi rotorem a statorem, tudíž je malá pravděpodobnost, že by došlo ke styku ucpávkových břitů se statorem.

Tabulka 10: Volené hodnoty pro výpočet předních rotorových ucpávek

Ucpávka	A	B	C
Průměr rotoru $D_{A,B,C}$ [mm]	250	250	250
Počet břitů $z_{A,B,C}$ [-]	17	5	5

8.1.1 Parametry ucpávky A

Parametry na vstupu do ucpávky (A1)

Tlak na vstupu do ucpávky (A1)

$$p_{A1} = 1,03 \text{ bar(a)}$$

Entalpie na vstupu do ucpávky (A1)

$$h_{A1} = h_{19} \quad (8.1.1-1)$$

Teplota na vstupu do ucpávky (A1)

$$t_{A1} = f(p_{A1}; h_{A1}) \quad (8.1.1-2)$$

Měrný objem na vstupu do ucpávky (A1)

$$v_{A1} = f(p_{A1}; h_{A1}) \quad (8.1.1-3)$$

Parametry na výstupu z ucpávky (A2)

Tlak na výstupu z ucpávky (A2)

$$p_{A2} = p_{17} \quad (8.1.1-4)$$

Entalpie na výstupu z ucpávky (A2)

$$h_{A2} = h_{A1} \quad (8.1.1-5)$$

Teplota na výstupu z ucpávky (A2)

$$t_{A2} = f(p_{A2}; h_{A2}) \quad (8.1.1-6)$$

Měrný objem na výstupu z ucpávky (A2)

$$v_{A2} = f(p_{A2}; h_{A2}) \quad (8.1.1-7)$$

8.1.2 Parametry ucpávky B

Parametry na vstupu do ucpávky (B1)

Tlak na vstupu do ucpávky (B1)

$$p_{B1} = p_{A1} \quad (8.1.2-1)$$

Entalpie na vstupu do ucpávky (B1)

$$h_{B1} = h_{19} \quad (8.1.2-2)$$

Teplota na vstupu do ucpávky (B1)

$$t_{B1} = f(p_{B1}; h_{B1}) \quad (8.1.2-3)$$

Měrný objem na vstupu do ucpávky (B1)

$$v_{B1} = f(p_{B1}; h_{B1}) \quad (8.1.2-4)$$

Parametry na výstupu z ucpávky (B2)

Tlak na výstupu z ucpávky (B2)

$$p_{B2} = 0,995 \text{ bar(a)}$$

Entalpie na výstupu z ucpávky (B2)

$$h_{B2} = h_{B1} \quad (8.1.2-5)$$

Teplota na výstupu z ucpávky (B2)

$$t_{B2} = f(p_{B2}; h_{B2}) \quad (8.1.2-6)$$

Měrný objem na výstupu z ucpávky (B2)

$$v_{B2} = f(p_{B2}; h_{B2}) \quad (8.1.2-7)$$

8.1.3 Parametry ucpávky C

Volené hodnoty:

- Teplota vzduchu

$$t_{c1} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- Relativní vlhkost vzduchu

$$\varphi_{c1,c2} = 50 \%$$

Parametry vzduchu na vstupu a výstupu z ucpávky byly odečteny z tabulek pro vlastnosti vlhkého vzduchu.[12]

Parametry na vstupu do ucpávky (C1)

Tlak na vstupu do ucpávky (C1)

$$p_{c1} = 1,01 \text{ bar(a)}$$

Entalpie na vstupu do ucpávky (C1)

$$h_{c1} = 38,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}$$

Teplota na vstupu do ucpávky (C1)

$$t_{c1} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Měrný objem na vstupu do ucpávky (C1)

$$v_{c1} = 1,199 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}$$

Parametry na výstupu z ucpávky (C2)

Tlak na výstupu z ucpávky (C2)

$$p_{c2} = p_{B2} \quad (8.1.3-1)$$

Entalpie na výstupu z ucpávky (C2)

$$h_{c2} = h_{c1} \quad (8.1.3-2)$$

Teplota na výstupu z ucpávky (C2)

$$t_{c2} = 19,84 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Měrný objem na výstupu z ucpávky (C2)

$$v_{c2} = 1,178 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}$$

8.1.4 Radiální vůle mezi břity

Radiální vůle mezi břity je nutné vynásobit zpřesňujícími koeficienty. Ty se pro nové a vyšlehané ucpávky liší.

V případě nových ucpávek je nutno počítat s měsíčkovou vůlí, která je zavedena s ohledem na průhyb rotoru. U vyšlehaných ucpávek se zavádí koeficient vyšlehání, protože se ucpávka během provozu opotřebuje, a tím pádem se zvětší radiální vůle.

Tabulka 11: Doporučení hodnoty koeficientů

Typ součinitele	Označení	Hodnota	Jednotka
Měsíčková vůle	k_m	1,22	-
Koeficient vyšlehání	k_v	1,5	-

Radiální vůle mezi břity

$$\delta_{A,B,C} = 0,001 \cdot D_{A,B,C} \quad (8.1.4-1)$$

Radiální vůle mezi břity nových ucpávek

$$\delta_{AN,BN,CN} = k_m \cdot \delta_{A,B,C} \quad (8.1.4-2)$$

Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek

$$\delta_{AV,BV,CV} = k_v \cdot \delta_{A,B,C} \quad (8.1.4-3)$$

8.1.5 Hmotnostní průtok ucpávkami

Hmotnostní průtok ucpávkou je ovlivněn součinitelem $\alpha_{pA,B,C}$, který se určí pomocí tlakového faktoru k_{tf} a součinitele α_{0p} . Tlakový faktor je u všech předních rotorových ucpávek stejný, stejně tak i součinitel α_{0p} . Doporučené hodnoty těchto veličin pro pravý labyrint jsou uvedeny v tabulce 12.

Tabulka 12: Doporučení hodnoty koeficientů pro pravý labyrint

Typ součinitele	Označení	Hodnota	Jednotka
Tlakový faktor	k_{tf}	1,00	-
Součinitel α_{0p}	α_{0p}	0,66	-

Součinitel $\alpha_{pA,pB,pC}$

$$\alpha_{pA,B,C} = k_{tf} \cdot \alpha_{0p} \quad (8.1.5-1)$$

Hmotnostní průtok se u nových a vyšlehaných ucpávek liší. Je to dáno změnou průtočného průřezu, na který má vliv radiální vůle mezi břity.

Průtočný průřez nových ucpávek

$$S_{A,B,C} = \pi \cdot D_{A,B,C} \cdot \delta_{AN,BN,CN} \quad (8.1.5-2)$$

Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek

$$S_{AV,BV,CV} = \pi \cdot D_{A,B,C} \cdot \delta_{AV,BV,CV} \quad (8.1.5-3)$$

Hmotnostní průtok novou ucpávkou

$$\dot{m}_{A,B,C} = \alpha_{pA,B,C} \cdot S_{A,B,C} \cdot \sqrt{\frac{p_{A1,B1,C1}^2 - p_{A2,B2,C2}^2}{p_{A1,B1,C1} \cdot v_{A1,B1,C1} \cdot Z_{A,B,C}}} \quad (8.1.5-4)$$

Hmotnostní průtok novou ucpávkou

$$\dot{m}_{AV,BV,CV} = \alpha_{pA,B,C} \cdot S_{AV,BV,CV} \cdot \sqrt{\frac{p_{A1,B1,C1}^2 - p_{A2,B2,C2}^2}{p_{A1,B1,C1} \cdot v_{A1,B1,C1} \cdot Z_{A,B,C}}} \quad (8.1.5-5)$$

8.2 Vypočítané hodnoty předních rotorových ucpávek

Tabulka 13: Vypočítané hodnoty předních rotorových ucpávek

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Tlak na vstupu do ucpávky (A1)	p_{A1}	1,03	bar(a)	-
Entalpie na vstupu do ucpávky (A1)	h_{A1}	3416,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.1-1)
Teplota na vstupu do ucpávky (A1)	t_{A1}	465,77	$^{\circ}\text{C}$	(8.1.1-2)
Měrný objem na vstupu do ucpávky (A1)	v_{A1}	3,31	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.1-3)
Tlak na výstupu z ucpávky (A2)	p_{A2}	0,07	bar(a)	(8.1.1-4)
Entalpie na výstupu z ucpávky (A2)	h_{A2}	3416,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.1-5)
Teplota na výstupu z ucpávky (A2)	t_{A2}	465,22	$^{\circ}\text{C}$	(8.1.1-6)
Měrný objem na výstupu z ucpávky (A2)	v_{A2}	48,68	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.1-7)
Tlak na vstupu do ucpávky (B1)	p_{B1}	1,03	bar(a)	(8.1.2-1)
Entalpie na vstupu do ucpávky (B1)	h_{B1}	3416,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.2-2)
Teplota na vstupu do ucpávky (B1)	t_{B1}	465,77	$^{\circ}\text{C}$	(8.1.2-3)
Měrný objem na vstupu do ucpávky (B1)	v_{B1}	3,31	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.2-4)
Tlak na výstupu z ucpávky (B2)	p_{B2}	0,995	bar(a)	-
Entalpie na výstupu z ucpávky (B2)	h_{B2}	3416,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.2-5)
Teplota na výstupu z ucpávky (B2)	t_{B2}	465,75	$^{\circ}\text{C}$	(8.1.2-6)
Měrný objem na výstupu z ucpávky (B2)	v_{B2}	3,42	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.2-7)
Tlak na vstupu do ucpávky (C1)	p_{C1}	1,01	bar(a)	-
Entalpie na vstupu do ucpávky (C1)	h_{C1}	38,63	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	-
Teplota na vstupu do ucpávky (C1)	t_{C1}	20,00	$^{\circ}\text{C}$	-
Měrný objem na vstupu do ucpávky (C1)	v_{C1}	1,199	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	-
Tlak na výstupu z ucpávky (C2)	p_{C2}	0,995	bar(a)	(8.1.3-1)
Entalpie na výstupu z ucpávky (C2)	h_{C2}	38,63	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.1.3-2)
Teplota na výstupu z ucpávky (C2)	t_{C2}	19,84	$^{\circ}\text{C}$	-
Měrný objem na výstupu z ucpávky (C2)	v_{C2}	1,178	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	-
Radiální vůle mezi břity	δ_A	0,25	mm	(8.1.4-1)
Radiální vůle mezi břity	δ_B	0,25	mm	(8.1.4-1)
Radiální vůle mezi břity	δ_C	0,25	mm	(8.1.4-1)
Radiální vůle mezi břity nových ucpávek	δ_{AN}	0,305	mm	(8.1.4-2)
Radiální vůle mezi břity nových ucpávek	δ_{BN}	0,305	mm	(8.1.4-2)
Radiální vůle mezi břity nových ucpávek	δ_{CN}	0,305	mm	(8.1.4-2)
Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek	δ_{AV}	0,375	mm	(8.1.4-3)
Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek	δ_{BV}	0,375	mm	(8.1.4-3)
Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek	δ_{CV}	0,375	mm	(8.1.4-3)
Součinitel α_{pA}	α_{pA}	0,66	-	(8.1.5-1)
Součinitel α_{pB}	α_{pB}	0,66	-	(8.1.5-1)

Součinitel α_{pC}	α_{pC}	0,66	-	(8.1.5-1)
Průtočný průřez nových ucpávek	S_A	0,0002	m^2	(8.1.5-2)
Průtočný průřez nových ucpávek	S_B	0,0002	m^2	(8.1.5-2)
Průtočný průřez nových ucpávek	S_C	0,0002	m^2	(8.1.5-2)
Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek	S_{AV}	0,0003	m^2	(8.1.5-3)
Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek	S_{BV}	0,0003	m^2	(8.1.5-3)
Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek	S_{CV}	0,0003	m^2	(8.1.5-3)
Hmotnostní průtok novou ucpávkou	\dot{m}_A	0,007	$kg \cdot s^{-1}$	(8.1.5-4)
Hmotnostní průtok novou ucpávkou	\dot{m}_B	0,003	$kg \cdot s^{-1}$	(8.1.5-4)
Hmotnostní průtok novou ucpávkou	\dot{m}_C	0,004	$kg \cdot s^{-1}$	(8.1.5-4)
Hmotnostní průtok vyšlehanou ucpávkou	\dot{m}_{AV}	0,008	$kg \cdot s^{-1}$	(8.1.5-5)
Hmotnostní průtok vyšlehanou ucpávkou	\dot{m}_{BV}	0,004	$kg \cdot s^{-1}$	(8.1.5-5)
Hmotnostní průtok vyšlehanou ucpávkou	\dot{m}_{CV}	0,005	$kg \cdot s^{-1}$	(8.1.5-5)

8.3 Výpočet zadních rotorových ucpávek

Zadní rotorové ucpávky byly voleny jako bezdotykové s nepravým labyrintem. Byl zvolen nepravý labyrint, protože při najíždění turbíny jsou mezi rotorem a statorem velké relativní posuvy, které vznikají vlivem teplotní roztažnosti, což by mohlo způsobit kontakt ucpávkových břitů se statorem.

Tabulka 14: Volené hodnoty pro výpočet zadních rotorových ucpávek

Ucpávka	D	E	F
Průměr rotoru $D_{D,E,F}$ [mm]	360	360	360
Počet břitů $z_{D,E,F}$ [-]	12	10	5
Vzdálenost mezi břity T_b [mm]	5	5	5

Jak již bylo zmíněno v kapitole 6.2, teplota zahlcovací páry, která jde na zadní rotorové ucpávky musí být nižší než teplota zahlcovací páry jdoucí na přední rotorové ucpávky. Toho je dosaženo pomocí vstřikového chladiče. Teplota za vstřikovacím chladičem se volí okolo 200 °C.

8.3.1 Parametry ucpávky D

Parametry na vstupu do ucpávky (D1)

Tlak na vstupu do ucpávky (D1)

$$p_{D1} = 1,03 \text{ bar(a)}$$

Teplota na vstupu do ucpávky (D1)

$$t_{D1} = 200 \text{ °C}$$

Entalpie na vstupu do ucpávky (D1)

$$h_{D1} = f(p_{D1}; t_{D1}) \quad (8.3.1-1)$$

Měrný objem na vstupu do ucpávky (D1)

$$v_{D1} = f(p_{D1}; h_{D1}) \quad (8.3.1-2)$$

Parametry na výstupu z ucpávky (D2)

Tlak na výstupu z ucpávky (D2)

$$p_{D2} = p_{17} \quad (8.3.1-3)$$

Entalpie na výstupu z ucpávky (D2)

$$h_{D2} = h_{D1} \quad (8.3.1-4)$$

Teplota na výstupu z ucpávky (D2)

$$t_{D2} = f(p_{D2}; h_{D2}) \quad (8.3.1-5)$$

Měrný objem na výstupu z ucpávky (D2)

$$v_{D2} = f(p_{D2}; h_{D2}) \quad (8.3.1-6)$$

8.3.2 Parametry ucpávky E

Parametry na vstupu do ucpávky (E1)

Tlak na vstupu do ucpávky (E1)

$$p_{E1} = p_{D1} \quad (8.3.2-1)$$

Teplota na vstupu do ucpávky (E1)

$$t_{E1} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (8.3.2-2)$$

Entalpie na vstupu do ucpávky (E1)

$$h_{B1} = f(p_{E1}; t_{E1}) \quad (8.3.2-3)$$

Měrný objem na vstupu do ucpávky (E1)

$$v_{D1} = f(p_{E1}; h_{E1}) \quad (8.3.2-4)$$

Parametry na výstupu z ucpávky (E2)

Tlak na výstupu z ucpávky (E2)

$$p_{E2} = 0,995 \text{ bar}(a)$$

Entalpie na výstupu z ucpávky (E2)

$$h_{E2} = h_{E1} \quad (8.3.2-5)$$

Teplota na výstupu z ucpávky (E2)

$$t_{E2} = f(p_{E2}; h_{E2}) \quad (8.3.2-6)$$

Měrný objem na výstupu z ucpávky (E2)

$$v_{E2} = f(p_{E2}; h_{E2}) \quad (8.3.2-7)$$

8.3.3 Parametry ucpávky F

Volené hodnoty:

- Teplota vzduchu

$$t_{C1} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- Relativní vlhkost vzduchu

$$\varphi_{C1,C2} = 50 \%$$

Parametry vzduchu na vstupu a výstupu z ucpávky byly odečteny z tabulek pro vlastnosti vlhkého vzduchu.[12]

Parametry na vstupu do ucpávky (F1)

Tlak na vstupu do ucpávky (F1)

$$p_{F1} = 1,01 \text{ bar}(a)$$

Entalpie na vstupu do ucpávky (F1)

$$h_{F1} = 38,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}$$

Teplota na vstupu do ucpávky (F1)

$$t_{F1} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Měrný objem na vstupu do ucpávky (F1)

$$v_{F1} = 1,199\text{ m}^3 \cdot \text{kg}$$

Parametry na výstupu z ucpávky (F2)

Tlak na výstupu z ucpávky (F2)

$$p_{F2} = p_{E2} \quad (8.3.3-1)$$

Entalpie na výstupu z ucpávky (F2)

$$h_{F2} = h_{F1} \quad (8.3.3-2)$$

Teplota na výstupu z ucpávky (F2)

$$t_{F2} = 19,84\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Měrný objem na výstupu z ucpávky (F2)

$$v_{F2} = 1,178\text{ m}^3 \cdot \text{kg}$$

8.3.4 Radiální vůle mezi břity

Radiální vůle mezi břity se stejně jako při výpočtu předních rotorových ucpávek ještě musí vynásobit zpřesňujícími koeficienty (viz. tabulka 11). V případě nových ucpávek je nutno počítat s měsíčkovou vůlí, která je zavedena s ohledem na průhyb rotoru. U vyšlehaných ucpávek se zavádí koeficient vyšlehaní, protože se ucpávka během provozu opotřebuje, a tím pádem se zvětší radiální vůle.

Radiální vůle mezi břity

$$\delta_{D,E,F} = 0,0012 \cdot D_{D,E,F} \quad (8.3.4-1)$$

Radiální vůle mezi břity nových ucpávek

$$\delta_{DN,EN,FN} = k_m \cdot \delta_{D,E,F} \quad (8.3.4-2)$$

Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek

$$\delta_{DV,EV,FV} = k_v \cdot \delta_{D,E,F} \quad (8.3.4-3)$$

8.3.5 Hmotnostní průtok ucpávkami

Hmotnostní průtok ucpávkou je ovlivněn součinitelem $\alpha_{pD,E,F}$, který se určí pomocí tlakového faktoru $k_{tD,E,F}$ a součinitele α_{0z} . Součinitel α_{0z} je u všech zadních rotorových ucpávek stejný. Doporučené hodnoty pro nepravý labyrint jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 15: Doporučené hodnoty koeficientů pro nepravý labyrint

Typ součinitele	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel α_{0z}	α_{0z}	0,72	-

U nepravého labyrintu nemá tlakový faktor $k_{tD,E,F}$ definovanou svou velikost, ale musí se vypočítat. Nejdříve se určí pomocná veličina j s jejíž pomocí se určí tlakový faktor.

Veličina j pro nové ucpávky

$$j_{D,E,F} = 1 - \frac{1}{(1 + 8,9 \cdot \frac{\delta_{D,E,F}}{T_b})^2} \quad (8.3.5-1)$$

Tlakový faktor pro nové ucpávky

$$k_{tfD,E,F} = \sqrt{\frac{Z_{D,E,F}}{(1 - j_{D,E,F}) \cdot Z_{D,E,F} + j_{D,E,F}}} \quad (8.3.5-2)$$

Součinitel $\alpha_{zD,zE,zF}$

$$\alpha_{zD,E,F} = k_{tfD,E,F} \cdot \alpha_{0z} \quad (8.3.5-3)$$

Veličina j pro vyšlehané ucpávky

$$j_{DV,EV,FV} = 1 - \frac{1}{(1 + 8,9 \cdot \frac{\delta_{DV,EV,FV}}{T_b})^2} \quad (8.3.5-4)$$

Tlakový faktor pro vyšlehané ucpávky

$$k_{tfDV,EV,FV} = \sqrt{\frac{Z_{D,E,F}}{(1 - j_{DV,EV,FV}) \cdot Z_{D,E,F} + j_{DV,EV,FV}}} \quad (8.3.5-5)$$

Součinitel $\alpha_{zDV,EV,FV}$

$$\alpha_{zDV,EV,FV} = k_{tfDV,EV,FV} \cdot \alpha_{0z} \quad (8.3.5-6)$$

Hmotnostní průtok se u nových a vyšlehaných ucpávek liší. Je to dáno změnou průtočného průřezu, na který má vliv radiální vůle mezi břity.

Průtočný průřez nových ucpávek

$$S_{D,E,F} = \pi \cdot D_{D,E,F} \cdot \delta_{DN,EN,FN} \quad (8.3.5-7)$$

Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek

$$S_{DV,EV,FV} = \pi \cdot D_{D,E,F} \cdot \delta_{DV,EV,FV} \quad (8.3.5-8)$$

Hmotnostní průtok novou ucpávkou

$$\dot{m}_{D,E,F} = \alpha_{zD,E,F} \cdot S_{D,E,F} \cdot \sqrt{\frac{p_{D1,E1,F1}^2 - p_{D2,E2,F2}^2}{p_{D1,E1,F1} \cdot v_{D1,E1,F1} \cdot Z_{D,E,F}}} \quad (8.3.5-9)$$

Hmotnostní průtok novou ucpávkou

$$\dot{m}_{DV,EV,FV} = \alpha_{zD,E,F} \cdot S_{DV,EV,FV} \cdot \sqrt{\frac{p_{D1,E1,F1}^2 - p_{D2,E2,F2}^2}{p_{D1,E1,F1} \cdot v_{D1,E1,F1} \cdot Z_{D,E,F}}} \quad (8.3.5-10)$$

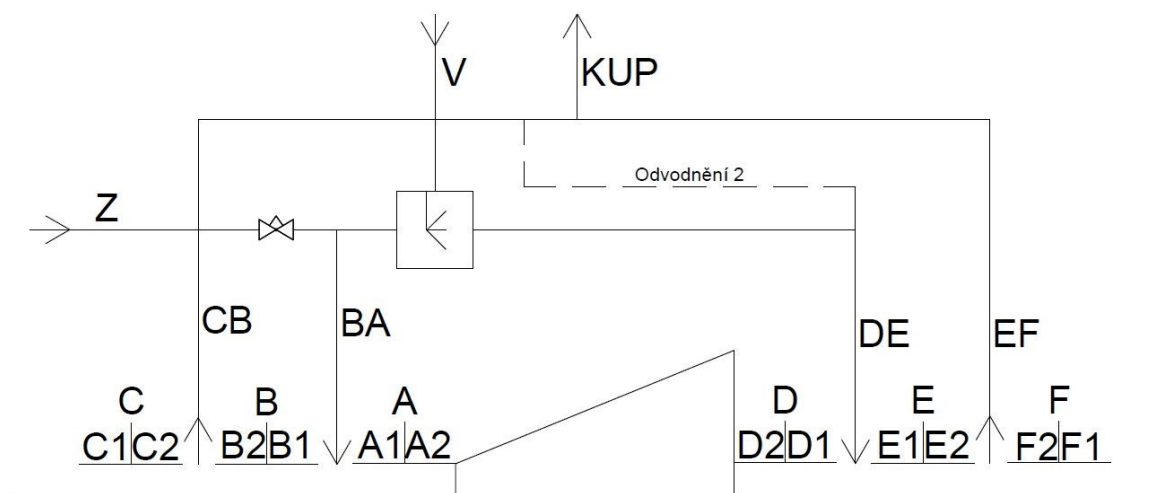
8.4 Vypočítané hodnoty zadních rotorových ucpávek

Tabulka 16: Vypočítané hodnoty zadních rotorových ucpávek

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Tlak na vstupu do ucpávky (D1)	p_{D1}	1,03	bar(a)	-
Entalpie na vstupu do ucpávky (D1)	h_{D1}	2875,34	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	-
Teplota na vstupu do ucpávky (D1)	t_{D1}	200,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.3.1-1)
Měrný objem na vstupu do ucpávky (D1)	v_{D1}	2,11	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.3.1-2)
Tlak na výstupu z ucpávky (D2)	p_{D2}	0,07	bar(a)	(8.3.1-3)
Entalpie na výstupu z ucpávky (D2)	h_{D2}	2875,34	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.3.1-4)
Teplota na výstupu z ucpávky (D2)	t_{D2}	197,74	$^{\circ}\text{C}$	(8.3.1-5)
Měrný objem na výstupu z ucpávky (D2)	v_{D2}	31,04	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.3.1-6)
Tlak na vstupu do ucpávky (E1)	p_{E1}	1,03	bar(a)	(8.3.2-1)
Entalpie na vstupu do ucpávky (E1)	h_{E1}	2875,34	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.3.2-2)
Teplota na vstupu do ucpávky (E1)	t_{E1}	200,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.3.2-3)
Měrný objem na vstupu do ucpávky (E1)	v_{E1}	2,11	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.3.2-4)
Tlak na výstupu z ucpávky (E2)	p_{E2}	0,995	bar(a)	
Entalpie na výstupu z ucpávky (E2)	h_{E2}	2875,34	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.3.2-5)
Teplota na výstupu z ucpávky (E2)	t_{E2}	199,92	$^{\circ}\text{C}$	(8.3.2-6)
Měrný objem na výstupu z ucpávky (E2)	v_{E2}	2,18	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.3.2-7)
Tlak na vstupu do ucpávky (F1)	p_{F1}	1,01	bar(a)	-
Entalpie na vstupu do ucpávky (F1)	h_{F1}	38,63	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	-
Teplota na vstupu do ucpávky (F1)	t_{F1}	20,00	$^{\circ}\text{C}$	-
Měrný objem na vstupu do ucpávky (F1)	v_{F1}	1,199	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	-
Tlak na výstupu z ucpávky (F2)	p_{F2}	0,995	bar(a)	(8.3.3-1)
Entalpie na výstupu z ucpávky (F2)	h_{F2}	38,63	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.3.3-2)
Teplota na výstupu z ucpávky (F2)	t_{F2}	19,84	$^{\circ}\text{C}$	-
Měrný objem na výstupu z ucpávky (F2)	v_{F2}	1,178	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	-
Radiální vůle mezi břity	δ_D	0,43	mm	(8.3.4-1)
Radiální vůle mezi břity	δ_E	0,43	mm	(8.3.4-1)
Radiální vůle mezi břity	δ_F	0,43	mm	(8.3.4-1)
Radiální vůle mezi břity nových ucpávek	δ_{DN}	0,53	mm	(8.3.4-2)
Radiální vůle mezi břity nových ucpávek	δ_{EN}	0,53	mm	(8.3.4-2)
Radiální vůle mezi břity nových ucpávek	δ_{FN}	0,53	mm	(8.3.4-2)
Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek	δ_{DV}	0,65	mm	(8.3.4-3)
Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek	δ_{EV}	0,65	mm	(8.3.4-3)
Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek	δ_{FV}	0,65	mm	(8.3.4-3)
Veličina j pro nové ucpávky	j_D	0,73	-	(8.3.5-1)
Veličina j pro nové ucpávky	j_E	0,73	-	(8.3.5-1)

Veličina j pro nové ucpávky	j_F	0,73	-	(8.3.5-1)
Tlakový faktor pro nové ucpávky	k_{tfD}	1,75	-	(8.3.5-2)
Tlakový faktor pro nové ucpávky	k_{tfE}	1,72	-	(8.3.5-2)
Tlakový faktor pro nové ucpávky	k_{tfF}	1,56	-	(8.3.5-2)
Součinitel α_{zD}	α_{zD}	1,26	-	(8.3.5-3)
Součinitel α_{zE}	α_{zE}	1,24	-	(8.3.5-3)
Součinitel α_{zF}	α_{zF}	1,12	-	(8.3.5-3)
Veličina j pro vyšlehané ucpávky	j_{DV}	0,78	-	(8.3.5-4)
Veličina j pro vyšlehané ucpávky	j_{EV}	0,78	-	(8.3.5-4)
Veličina j pro vyšlehané ucpávky	j_{FV}	0,78	-	(8.3.5-4)
Tlakový faktor pro vyšlehané ucpávky	k_{tfDV}	1,89	-	(8.3.5-5)
Tlakový faktor pro vyšlehané ucpávky	k_{tfEV}	1,84	-	(8.3.5-5)
Tlakový faktor pro vyšlehané ucpávky	k_{tfFV}	1,64	-	(8.3.5-5)
Součinitel α_{zDV}	α_{zDV}	1,36	-	(8.3.5-6)
Součinitel α_{zEV}	α_{zEV}	1,33	-	(8.3.5-6)
Součinitel α_{zFV}	α_{zFV}	1,18	-	(8.3.5-6)
Průtočný průřez nových ucpávek	S_D	0,0006	m^2	(8.3.5-7)
Průtočný průřez nových ucpávek	S_E	0,0006	m^2	(8.3.5-7)
Průtočný průřez nových ucpávek	S_F	0,0006	m^2	(8.3.5-7)
Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek	S_{DV}	0,0007	m^2	(8.3.5-8)
Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek	S_{EV}	0,0007	m^2	(8.3.5-8)
Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek	S_{FV}	0,0007	m^2	(8.3.5-8)
Hmotnostní průtok novou ucpávkou	\dot{m}_D	0,048	$kg \cdot s^{-1}$	(8.3.5-9)
Hmotnostní průtok novou ucpávkou	\dot{m}_E	0,013	$kg \cdot s^{-1}$	(8.3.5-9)
Hmotnostní průtok novou ucpávkou	\dot{m}_F	0,016	$kg \cdot s^{-1}$	(8.3.5-9)
Hmotnostní průtok vyšlehanou ucpávkou	\dot{m}_{DV}	0,063	$kg \cdot s^{-1}$	(8.3.5-10)
Hmotnostní průtok vyšlehanou ucpávkou	\dot{m}_{EV}	0,018	$kg \cdot s^{-1}$	(8.3.5-10)
Hmotnostní průtok vyšlehanou ucpávkou	\dot{m}_{FV}	0,021	$kg \cdot s^{-1}$	(8.3.5-10)

8.5 Výpočet systému ucpávkové páry s novými ucpávkami



Obrázek 43: Zjednodušené schéma systému ucpávkové páry s novými ucpávkami

8.5.1 Regulační ventil

Parametry před regulačním ventilem

Tlak páry před regulačním ventilem

$$p_{RV1} = p_{19} \quad (8.5.1-1)$$

Entalpie páry před regulačním ventilem

$$h_{RV1} = h_{19} \quad (8.5.1-2)$$

Teplota páry před regulačním ventilem

$$t_{RV1} = t_{19} \quad (8.5.1-3)$$

Měrný objem páry před regulačním ventilem

$$v_{RV1} = f(p_{RV1}; h_{RV1}) \quad (8.5.1-4)$$

Parametry páry za regulačním ventilem

Tlak páry za regulačním ventilem

$$p_{RV2} = 1,03 \text{ bar}(a)$$

Entalpie páry za regulačním ventilem

$$h_{RV2} = h_{RV1} \quad (8.5.1-5)$$

Teplota páry za regulačním ventilem

$$t_{RV2} = f(p_{RV2}; h_{RV2}) \quad (8.5.1-6)$$

Měrný objem páry za regulačním ventilem

$$v_{RV2} = f(p_{RV2}; h_{RV2}) \quad (8.5.1-7)$$

8.5.2 Přední rotorové ucpávky

Parametry zahlcovací páry (BA)

Tlak zahlcovací páry (BA)

$$p_{BA} = p_{RV2} \quad (8.5.2-1)$$

Entalpie zahlcovací páry (BA)

$$h_{BA} = h_{19} \quad (8.5.2-2)$$

Teplota zahlcovací páry (BA)

$$t_{BA} = f(p_{BA}; h_{BA}) \quad (8.5.2-3)$$

Měrný objem před regulačním ventilem (BA)

$$v_{BA} = f(p_{BA}; h_{BA}) \quad (8.5.2-4)$$

Hmotnostní tok parovzdušné směsi (CB)

$$\dot{m}_{CB} = \dot{m}_B + \dot{m}_C \quad (8.5.2-5)$$

Měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku (C2)[13]

$$c_{pC2} = 1,00 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.5.2-6)$$

Měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku (B2)

$$c_{pB2} = f(p_{B2}; h_{B2}) \quad (8.5.2-7)$$

Parametry parovzdušné směsi (CB)

Tlak parovzdušné směsi (CB)

$$p_{CB} = p_{B2} \quad (8.5.2-8)$$

Entalpie parovzdušné směsi (CB)

$$h_{CB} + \dot{m}_{CB} = \dot{m}_C \cdot h_{C2} + \dot{m}_B \cdot h_{B2} \quad (8.5.2-9)$$

$$h_{CB} = \frac{\dot{m}_C \cdot h_{C2} + \dot{m}_B \cdot h_{B2}}{\dot{m}_{CB}} \quad (8.5.2-10)$$

Teplota parovzdušné směsi (CB)

$$t_{CB} = \frac{\dot{m}_C \cdot c_{pC2} \cdot t_{C2} + \dot{m}_B \cdot c_{pB2} \cdot t_{B2}}{\dot{m}_B \cdot c_{pB2} + \dot{m}_C \cdot c_{pC2}} \quad (8.5.2-11)$$

Měrný objem parovzdušné směsi (CB)

$$v_{CB} = \frac{\dot{m}_C \cdot v_{C2} + \dot{m}_B \cdot v_{B2}}{\dot{m}_C + \dot{m}_B} \quad (8.5.2-12)$$

8.5.3 Zadní rotorové ucpávky

Parametry zahlcovací páry (DE)

Tlak zahlcovací páry (DE)

$$p_{DE} = p_{BA} \quad (8.5.3-1)$$

Teplota zahlcovací páry (DE)

$$t_{DE} = t_{E1} \quad (8.5.3-2)$$

Entalpie zahlcovací páry (DE)

$$h_{DE} = f(p_{DE}; t_{DE}) \quad (8.5.3-3)$$

Měrný objem zahlcovací páry (DE)

$$v_{DE} = f(p_{DE}; h_{DE}) \quad (8.5.3-4)$$

Hmotnostní průtok parovzdušné směsi (DE)

$$\dot{m}_{DE} = \dot{m}_D + \dot{m}_E \quad (8.5.3-5)$$

Hmotnostní průtok parovzdušné směsi (EF)

$$\dot{m}_{EF} = \dot{m}_E + \dot{m}_F \quad (8.5.3-6)$$

Měrná tepelná kapacita vzduchu stálém tlaku (F2) (určeno z tabulek)[13]

$$c_{pF2} = 1,00 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.5.3-7)$$

Měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku (E2)

$$c_{pE2} = f(p_{E2}; h_{E2}) \quad (8.5.3-8)$$

Parametry parovzdušné směsi (EF)

Tlak parovzdušné směsi (EF)

$$p_{EF} = p_{E2} \quad (8.5.3-9)$$

Entalpie parovzdušné směsi (EF)

$$h_{EF} + \dot{m}_{EF} = \dot{m}_E \cdot h_{E2} + \dot{m}_F \cdot h_{F2} \quad (8.5.3-10)$$

$$h_{EF} = \frac{\dot{m}_E \cdot h_{E2} + \dot{m}_F \cdot h_{F2}}{\dot{m}_{EF}} \quad (8.5.3-11)$$

Teplota parovzdušné směsi (EF)

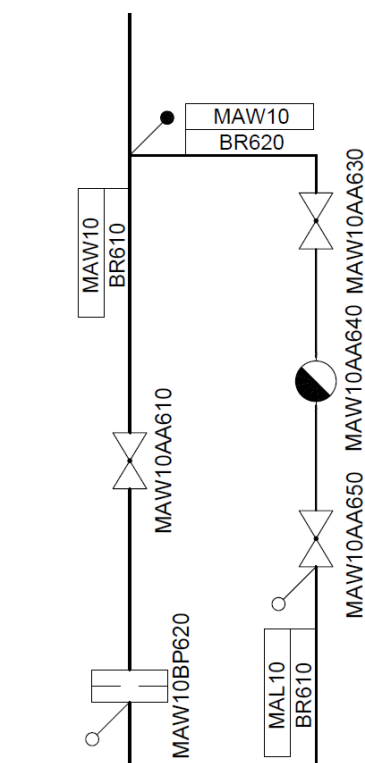
$$t_{EF} = \frac{(\dot{m}_E \cdot c_{pE2} \cdot t_{E2} + \dot{m}_F \cdot c_{pF2} \cdot t_{F2})}{\dot{m}_F \cdot c_{pF2} + \dot{m}_E \cdot c_{pE2}} \quad (8.5.3-12)$$

Měrný objem parovzdušné směsi (EF)

$$v_{EF} = \frac{(\dot{m}_E \cdot v_{E2} + \dot{m}_F \cdot v_{F2})}{\dot{m}_F + \dot{m}_E} \quad (8.5.3-13)$$

8.5.4 Odvodnění 1

Při výpočtu systému ucpávkové páry se také určuje hmotnostní průtok páry přes clonu v odvodnění 1, který je pak využit při určování dimenzí potrubí. Určení tohoto průtoku je podrobně vysvětleno v kapitole 11.4.2.



Obrázek 44: Odvodnění 1

Hmotnostní průtok odvodněním 1

$$\dot{m}_{zc1} = \dot{m}_{u18} \quad (8.5.4-1)$$

Parametry páry za clonou 1

Tlak páry za clonou 1

$$p_{zc1} = 1,01 \text{ bar}(a)$$

Entalpie páry za clonou 1

$$h_{zc1} = h_{19} \quad (8.5.4-2)$$

Teplota páry za clonou 1

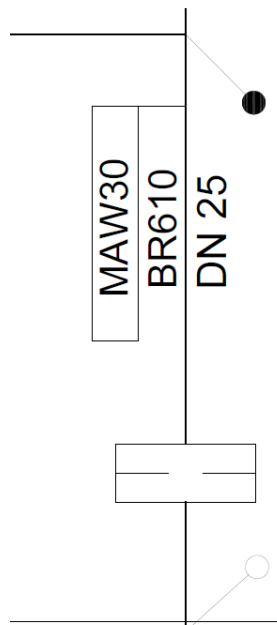
$$t_{zc1} = f(p_{zc1}; h_{zc1}) \quad (8.5.4-3)$$

Měrný objem páry za clonou 1

$$v_{zc1} = f(p_{zc1}; h_{zc1}) \quad (8.5.4-4)$$

8.5.5 Odvodnění 2

K výpočtu ucpávkového systému je nutné znát hmotnostní průtok clonkou v odvodňovací větvi za vstříkovým chladičem. Určení tohoto hmotnostního toku je podrobně vysvětleno v kapitole 11.4.2.



Obrázek 45: Odvodnění 2

Hmotnostní průtok odvodněním 2

$$\dot{m}_{zc2} = \dot{m}_{u16} \quad (8.5.5-1)$$

Parametry páry za clonou 2

Tlak páry za clonou 2

$$p_{zc2} = p_{CB} \quad (8.5.5-2)$$

Entalpie páry za clonou 2

$$h_{zc2} = h_{DE} \quad (8.5.5-3)$$

Teplota páry za clonou 2

$$t_{zc2} = f(p_{zc2}; h_{zc2}) \quad (8.5.5-4)$$

Měrný objem páry za clonou 2

$$v_{zc2} = f(p_{zc2}; h_{zc2}) \quad (8.5.5-5)$$

Hmotnostní průtok parovzdušné směsi za odvodněním 2

$$\dot{m}_{o2} = \dot{m}_{zc2} + \dot{m}_{CB} \quad (8.5.5-6)$$

Hmotnostní zlomek w_C

$$w_C = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_{CB}} \quad (8.5.5-7)$$

Hmotnostní zlomek w_B

$$w_B = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_{CB}} \quad (8.5.5-8)$$

Měrná tepelná kapacita parovzdušné směsi (CB)

$$c_{pCB} = w_C \cdot c_{pC} + w_B \cdot c_{pB} \quad (8.5.5-9)$$

Měrná tepelná kapacita páry za clonou 2

$$c_{pzc2} = f(p_{zc2}; h_{zc2}) \quad (8.5.5-10)$$

Parametry za parovzdušné směsi za odvodněním 2 (o2)

Tlak parovzdušné směsi za odvodněním 2

$$p_{o2} = p_{CB} \quad (8.5.5-11)$$

Entalpie parovzdušné směsi za odvodněním 2

$$h_{o2} + \dot{m}_{o2} = \dot{m}_{CB} \cdot h_{CB} + \dot{m}_{zc2} \cdot h_{zc2} \quad (8.5.5-12)$$

$$h_{o2} = \frac{\dot{m}_{CB} \cdot h_{CB} + \dot{m}_{zc2} \cdot h_{zc2}}{\dot{m}_{o2}} \quad (8.5.5-13)$$

Teplota parovzdušné směsi za odvodněním 2

$$t_{o2} = \frac{(\dot{m}_{CB} \cdot c_{pCB} \cdot t_{CB} + \dot{m}_{zc2} \cdot c_{pzc2} \cdot t_{zc2})}{\dot{m}_{CB} \cdot c_{pCB} + \dot{m}_{zc2} \cdot c_{pzc2}} \quad (8.5.5-14)$$

Měrný objem parovzdušné směsi za odvodněním 2

$$v_{o2} = \frac{(\dot{m}_{CB} \cdot v_{CB} + \dot{m}_{zc2} \cdot v_{zc2})}{\dot{m}_{CB} + \dot{m}_{zc2}} \quad (8.5.5-15)$$

8.5.6 Vstřík

Parametry páry po vstříku

Tlak páry po vstříku

$$p_{vs2} = p_{RV2} \quad (8.5.6-1)$$

Teplota páry po vstříku

$$t_{vs2} = t_{E1} \quad (8.5.6-2)$$

Entalpie páry po vstříku

$$h_{vs2} = f(p_{vs2}; t_{vs2}) \quad (8.5.6-3)$$

Měrný objem páry po vstříku

$$v_{vs2} = f(p_{vs2}; h_{vs2}) \quad (8.5.6-4)$$

Hmotnostní průtok páry po vstříku

$$\dot{m}_{vs2} = \dot{m}_{DE} + \dot{m}_{zc2} \quad (8.5.6-5)$$

Parametry páry před vstříkem

Tlak páry před vstříkem

$$p_{vs1} = p_{RV2} \quad (8.5.6-6)$$

Entalpie páry před vstříkem

$$h_{vs1} = h_{RV2} \quad (8.5.6-7)$$

Teplota páry před vstříkem

$$t_{vs1} = f(p_{vs1}; h_{vs1}) \quad (8.5.6-8)$$

Měrný objem páry před vstříkem

$$v_{vs1} = f(p_{vs1}; h_{vs1}) \quad (8.5.6-9)$$

Hmotnostní průtok páry před vstřikem

$$\dot{m}_{vs2} = \dot{m}_{vs} + \dot{m}_{vs1} \quad (8.5.6-10)$$

$$\dot{m}_{vs2} \cdot h_{vs2} = \dot{m}_{vs} \cdot h_{vs} + \dot{m}_{vs1} \cdot h_{vs1} \quad (8.5.6-11)$$

$$\dot{m}_{vs1} = \frac{(\dot{m}_{vs2} \cdot h_{vs} - \dot{m}_{vs2} \cdot h_{vs2})}{h_{vs} - h_{vs1}} \quad (8.5.6-12)$$

Parametry vstřiku

Tlak vstřiku

$$p_{vs} = p_{24} \quad (8.5.6-13)$$

Entalpie vstřiku

$$h_{vs} = h_{24} \quad (8.5.6-14)$$

Teplota vstřiku

$$t_{vs} = f(p_{vs}; h_{vs}) \quad (8.5.6-15)$$

Měrný objem vstřiku

$$v_{vs} = f(p_{vs}; h_{vs}) \quad (8.5.6-16)$$

Hmotnostní průtok vstřiku

$$\dot{m}_{vs} = \dot{m}_{vs2} - \dot{m}_{vs1} \quad (8.5.6-17)$$

8.5.7 Kondenzátor ucpávkové páry

Hmotnostní průtok parovzdušné směsi na vstupu do KUP

$$\dot{m}_{KUP} = \dot{m}_{o2} + \dot{m}_{EF} \quad (8.5.7-1)$$

Hmotnostní zlomek w_{CB}

$$w_{CB} = \frac{\dot{m}_{CB}}{\dot{m}_{o2}} \quad (8.5.7-2)$$

Hmotnostní zlomek w_{zc2}

$$w_{zc2} = \frac{\dot{m}_{zc2}}{\dot{m}_{o2}} \quad (8.5.7-3)$$

Měrná tepelná kapacita parovzdušné směsi za odvodněním 2 (směs CB a zc2)

$$c_{po2} = w_{CB} \cdot c_{pCB} + w_{zc2} \cdot c_{pzcz2} \quad (8.5.7-4)$$

Parametry parovzdušné směsi na vstupu do KUP

Tlak parovzdušné směsi na vstupu do KUP

$$p_{KUP} = p_{CB} = p_{EF} \quad (8.5.7-5)$$

Entalpie parovzdušné směsi na vstupu do KUP

$$h_{KUP} + \dot{m}_{KUP} = \dot{m}_{o2} \cdot h_{o2} + \dot{m}_{EF} \cdot h_{EF} \quad (8.5.7-6)$$

$$h_{KUP} = \frac{\dot{m}_{o2} \cdot h_{o2} + \dot{m}_{EF} \cdot h_{EF}}{\dot{m}_{KUP}} \quad (8.5.7-7)$$

Teplota parovzdušné směsi na vstupu do KUP

$$t_{KUP} = \frac{\dot{m}_{EF} \cdot c_{pEF} \cdot t_{EF2} + \dot{m}_{O2} \cdot c_{pO2} \cdot t_{O2}}{\dot{m}_{EF} \cdot c_{pEF} + \dot{m}_{O2} \cdot c_{pO2}} \quad (8.5.7-8)$$

Měrný objem parovzdušné směsi na vstupu do KUP

$$v_{KUP} = \frac{\dot{m}_{EF} \cdot v_{EF} + \dot{m}_{O2} \cdot v_{O2}}{\dot{m}_{EF} + \dot{m}_{O2}} \quad (8.5.7-9)$$

Parametry páry na vstupu do KUP

Tlak páry na vstupu do KUP

$$p_{KUPp} = p_{KUP} \quad (8.5.7-10)$$

Teplota páry na vstupu do KUP

$$t_{KUPp} = t_{KUP} \quad (8.5.7-11)$$

Entalpie páry na vstupu do KUP

$$h_{KUPp} = f(p_{KUPp}; t_{KUPp}) \quad (8.5.7-12)$$

Měrný objem páry na vstupu do KUP

$$v_{KUPp} = f(p_{KUPp}; h_{KUPp}) \quad (8.5.7-13)$$

Parametry kondenzátu na výstupu z KUP

Tlak kondenzátu na výstupu z KUP

$$p_{kon} = p_{KUP} \quad (8.5.7-14)$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z KUP

$$h_{kon} = f(p_{kon}; x = 0) \quad (8.5.7-15)$$

Teplota kondenzátu na výstupu z KUP

$$t_{kon} = f(p_{kon}; x = 0) \quad (8.5.7-16)$$

Měrný objem kondenzátu na výstupu z KUP

$$v_{kon} = f(p_{kon}; h_{kon}) \quad (8.5.7-17)$$

V odvaděči kondenzátu za KUP dochází ke snížení tlaku, které je doprovázeno přeměnou části kondenzátu na páru (flash steam). Je to způsobeno tím, že kondenzát po snížení tlaku obsahuje příliš mnoho energie (entalpie). Část kondenzátu se tedy odpaří, což umožňuje ochlazení jeho zbytku na saturační teplotu.[14]

Parametry kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

Tlak kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

$$p_{konz} = p_{17} \quad (8.5.7-18)$$

Entalpie kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

$$h_{konz} = f(p_{konz}; x = 0) \quad (8.5.7-19)$$

Teplota kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

$$t_{konz} = f(p_{konz}; x = 0) \quad (8.5.7-20)$$

Měrný objem kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

$$v_{konz} = f(p_{konz}; h_{konz}) \quad (8.5.7-21)$$

Parametry páry za odvaděčem kondenzátu (flash steam)

Tlak páry za odvaděčem kondenzátu

$$p_{FS} = p_{konz} \quad (8.5.7-22)$$

Entalpie páry za odvaděčem kondenzátu

$$h_{FS} = f(p_{FS}; x = 1) \quad (8.5.7-23)$$

Teplota páry za odvaděčem kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

$$t_{FS} = f(p_{FS}; x = 1) \quad (8.5.7-24)$$

Měrný objem páry kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

$$v_{FS} = f(p_{FS}; h_{FS}) \quad (8.5.7-25)$$

Výparné teplo kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

$$Lt_2 = h_{FS} - h_{konz} \quad (8.5.7-26)$$

Hmotnostní zlomek w_{FS}

$$w_{FS} = \frac{h_{kon} - h_{konz}}{Lt_2} \quad (8.5.7-27)$$

Hmotnostní průtok páry za odvaděčem kondenzátu (flash steam)

$$\dot{m}_{FS} = w_{FS} \cdot \dot{m}_{kon} \quad (8.5.7-28)$$

Hmotnostní průtok vzduchu do KUP

$$\dot{m}_{vz} = \dot{m}_C + \dot{m}_F \quad (8.5.7-29)$$

Hmotnostní průtok kondenzátu na výstupu z KUP

$$\dot{m}_{kon} = \dot{m}_{KUP} - \dot{m}_{vz} \quad (8.5.7-30)$$

Hmotnostní průtok kondenzátu za odvaděčem kondenzátu

$$\dot{m}_{konz} = \dot{m}_{kon} - \dot{m}_{FS} \quad (8.5.7-31)$$

Hmotnostní průtok paroplynová směs za odvaděčem kondenzátu

$$\dot{m}_{FSkonz} = \dot{m}_{kon} \quad (8.5.7-32)$$

Parametry paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu

Tlak paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu

$$p_{FSkonz} = p_{FS} = p_{konz} \quad (8.5.7-33)$$

Entalpie paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu

$$h_{FSkonz} + \dot{m}_{FSkonz} = \dot{m}_{FS} \cdot h_{FS} + \dot{m}_{konz} \cdot h_E \quad (8.5.7-34)$$

$$h_{FSkonz} = \frac{(\dot{m}_{konz} \cdot h_{konz} + \dot{m}_{FS} \cdot h_{FS})}{\dot{m}_{FSkonz}} \quad (8.5.7-35)$$

Teplota paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu

$$t_{FSkonz} = t_{konz} \quad (8.5.7-36)$$

Měrný objem paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu

$$v_{FSkonz} = \frac{(\dot{m}_{FS} \cdot v_{FS} + \dot{m}_{konz} \cdot v_{konz})}{\dot{m}_{FS} + \dot{m}_{konz}} \quad (8.5.7-37)$$

8.5.8 Množství zahlcovací páry

Důležitou veličinou v systému ucpávkové páry je množství zahlcovací páry, která jde do ucpávek. Toto množství má totiž vliv na výkon turbíny (viz kapitola 12).

Hmotnostní průtok zahlcovací páry

$$\dot{m}_z = \dot{m}_{vs1} + \dot{m}_{BA} \quad (8.5.8-1)$$

8.6 Vypočítané hodnoty SUP s novými ucpávkami

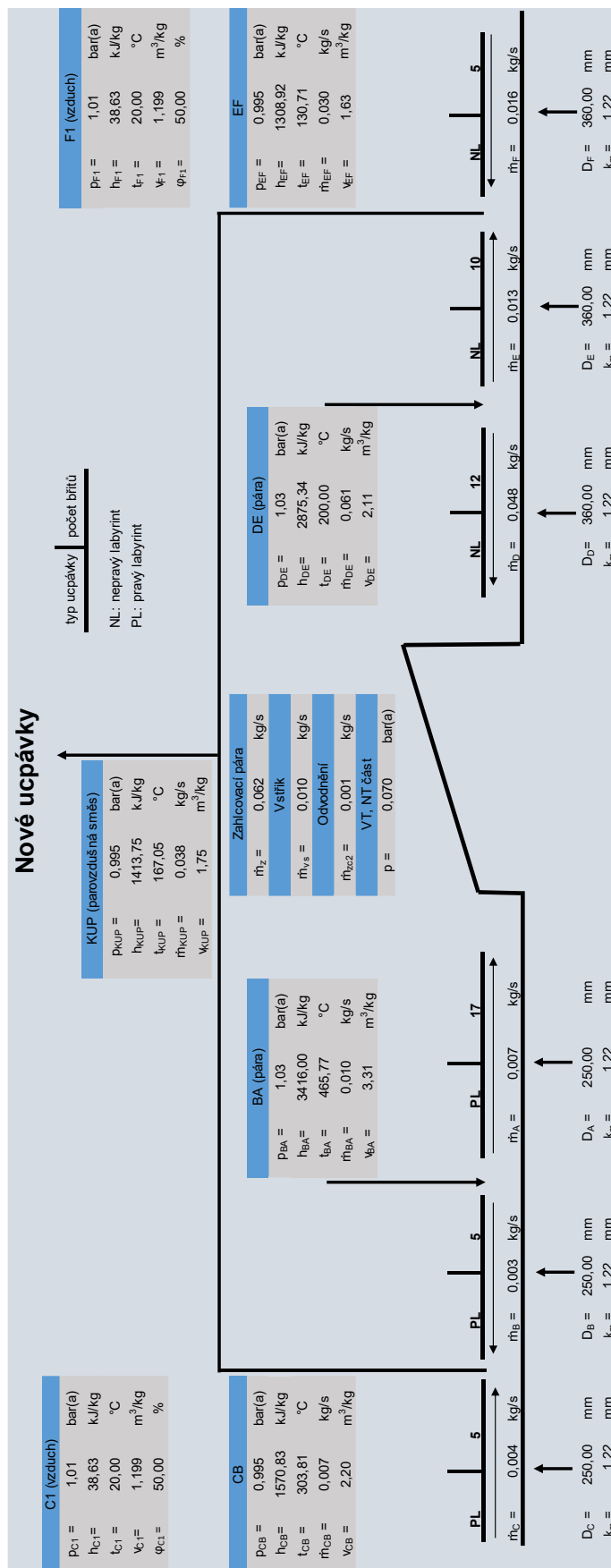
Tabulka 17: Vypočítané hodnoty systému ucpávkové páry s novými ucpávkami

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Tlak páry před regulačním ventilem	p_{RV1}	87,00	bar(a)	(8.5.1-1)
Entalpie páry před regulačním ventilem	h_{RV1}	3416,00	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.1-2)
Teplota páry před regulačním ventilem	t_{RV1}	510,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.1-3)
Měrný objem páry před regulačním ventilem	v_{RV1}	0,04	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.1-4)
Tlak páry za regulačním ventilem	p_{RV2}	1,03	bar(a)	
Entalpie páry za regulačním ventilem	h_{RV2}	3416,00	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.1-5)
Teplota páry za regulačním ventilem	t_{RV2}	465,77	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.1-6)
Měrný objem páry za regulačním ventilem	v_{RV2}	3,31	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.1-7)
Tlak zahlcovací páry (BA)	p_{BA}	1,03	bar(a)	(8.5.2-1)
Entalpie zahlcovací páry (BA)	h_{BA}	3416,00	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.2-2)
Teplota zahlcovací páry (BA)	t_{BA}	465,77	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.2-3)
Měrný objem před regulačním ventilem (BA)	v_{BA}	3,31	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.2-4)
Hmotnostní tok parovzdušné směsi (CB)	\dot{m}_{CB}	0,007	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.2-5)
Měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku (C2)	c_{pC2}	1,00	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	(8.5.2-6)
Měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku (B2)	c_{pB2}	2,11	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	(8.5.2-7)
Tlak parovzdušné směsi (CB)	p_{CB}	0,995	bar(a)	(8.5.2-8)
Entalpie parovzdušné směsi (CB)	h_{CB}	1570,83	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.2-10)
Teplota parovzdušné směsi (CB)	t_{CB}	303,81	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.2-11)
Měrný objem parovzdušné směsi (CB)	v_{CB}	2,20	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.2-12)
Tlak zahlcovací páry (DE)	p_{DE}	1,03	bar(a)	(8.5.3-1)
Teplota zahlcovací páry (DE)	h_{DE}	2875,34	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.3-2)
Entalpie zahlcovací páry (DE)	t_{DE}	200,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.3-3)
Měrný objem zahlcovací páry (DE)	v_{DE}	2,11	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.3-4)
Hmotnostní průtok parovzdušné směsi (DE)	\dot{m}_{DE}	0,061	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.3-5)

Hmotnostní průtok parovzdušné směsi (EF)	\dot{m}_{EF}	0,030	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.3-6)
Měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku (F2)	c_{pF2}	1,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(8.5.3-7)
Měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku (E2)	c_{pE2}	1,98	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(8.5.3-8)
Tlak parovzdušné směsi (EF)	p_{EF}	0,995	bar(a)	(8.5.3-9)
Entalpie parovzdušné směsi (EF)	h_{EF}	1308,92	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.3-11)
Teplota parovzdušné směsi (EF)	t_{EF}	130,71	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.3-12)
Měrný objem parovzdušné směsi (EF)	v_{EF}	1,63	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.3-13)
Hmotnostní průtok odvodněním 1	\dot{m}_{zc1}	0,343	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.4-1)
Tlak páry za clonou 1	p_{zc1}	1,01	bar(a)	-
Entalpie páry za clonou 1	h_{zc1}	3416,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.4-2)
Teplota páry za clonou 1	t_{zc1}	465,76	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.4-3)
Měrný objem páry za clonou 1	v_{zc1}	3,36	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.4-4)
Hmotnostní průtok odvodněním 2	\dot{m}_{zc2}	0,001	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.5-1)
Tlak páry za clonou 2	p_{zc2}	0,995	bar(a)	(8.5.5-2)
Entalpie páry za clonou 2	h_{zc2}	2875,34	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.5-3)
Teplota páry za clonou 2	t_{zc2}	199,92	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.5-4)
Měrný objem páry za clonou 2	v_{zc2}	2,18	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.5-5)
Hmotnostní průtok parovzdušné směsi za odvodněním 2	\dot{m}_{o2}	0,008	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.5-6)
Hmotnostní zlomek w_C	w_C	0,55	-	(8.5.5-7)
Hmotnostní zlomek w_B	w_B	0,45	-	(8.5.5-8)
Měrná tepelná kapacita parovzdušné směsi (CB)	c_{pCB}	1,50	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(8.5.5-9)
Měrná tepelná kapacita páry za clonou 2	c_{pzc2}	1,98	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(8.5.5-10)
Tlak parovzdušné směsi za odvodněním 2	p_{o2}	0,995	bar(a)	(8.5.5-11)
Entalpie parovzdušné směsi za odvodněním 2	h_{o2}	1781,20	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.5-13)
Teplota parovzdušné směsi za odvodněním 2	t_{o2}	282,87	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.5-14)
Měrný objem parovzdušné směsi za odvodněním 2	v_{o2}	2,19	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.5-15)
Tlak páry po vstřiku	p_{vs2}	1,03	bar(a)	(8.5.6-1)
Teplota páry po vstřiku	t_{vs2}	200,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.6-2)
Entalpie páry po vstřiku	h_{vs2}	2875,34	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.6-3)
Měrný objem páry po vstřiku	v_{vs2}	2,11	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.6-4)
Hmotnostní průtok páry po vstřiku	\dot{m}_{vs2}	0,062	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.6-5)
Tlak páry před vstřikem	p_{vs1}	1,03	bar(a)	(8.5.6-6)
Entalpie páry před vstřikem	h_{vs1}	3416,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.6-7)

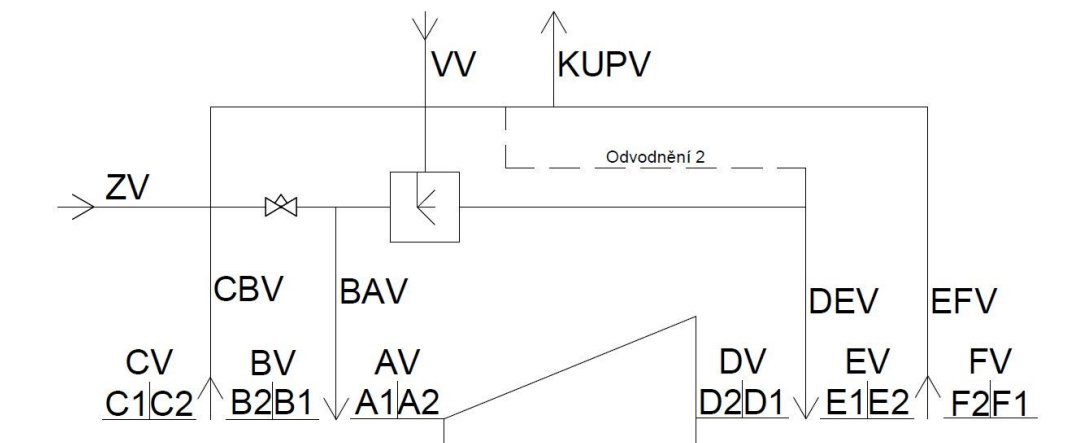
Teplota páry před vstřikem	t_{vs1}	465,77	°C	(8.5.6-8)
Měrný objem páry před vstřikem	v_{vs1}	3,31	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-9)
Hmotnostní průtok páry před vstřikem	\dot{m}_{vs1}	0,052	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.6-12)
Tlak vstřiku	p_{vs}	15,29	bar(a)	(8.5.6-13)
Entalpie vstřiku	h_{vs}	165,33	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-14)
Teplota vstřiku	t_{vs}	39,16	°C	(8.5.6-15)
Měrný objem vstřiku	v_{vs}	0,001	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-16)
Hmotnostní průtok vstřiku	\dot{m}_{vs}	0,010	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.6-17)
Hmotnostní průtok parovzdušné směsi na vstupu do KUP	\dot{m}_{KUP}	0,038	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.7-1)
Hmotnostní zlomek w_{CB}	w_{CB}	0,84	-	(8.5.7-2)
Hmotnostní zlomek w_{zc2}	w_{zc2}	0,16	-	(8.5.7-3)
Měrná tepelná kapacita parovzdušné směsi za odvodněním 2 (směs CB a zc2)	c_{po2}	1,58	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	(8.5.7-4)
Tlak parovzdušné směsi na vstupu do KUP	p_{KUP}	0,995	bar(a)	(8.5.7-5)
Entalpie parovzdušné směsi na vstupu do KUP	h_{KUP}	1413,75	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-7)
Teplota parovzdušné směsi na vstupu do KUP	t_{KUP}	167,05	°C	(8.5.7-8)
Měrný objem parovzdušné směsi na vstupu do KUP	v_{KUP}	1,75	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-9)
Tlak páry na vstupu do KUP	p_{KUPp}	0,995	bar(a)	(8.5.7-10)
Teplota páry na vstupu do KUP	t_{KUPp}	167,05	°C	(8.5.7-11)
Entalpie páry na vstupu do KUP	h_{KUPp}	2810,41	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-12)
Měrný objem páry na vstupu do KUP	v_{KUPp}	2,03	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-13)
Tlak kondenzátu na výstupu z KUP	p_{kon}	0,995	bar(a)	(8.5.7-14)
Entalpie kondenzátu na výstupu z KUP	h_{kon}	416,85	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-15)
Teplota kondenzátu na výstupu z KUP	t_{kon}	99,47	°C	(8.5.7-16)
Měrný objem kondenzátu na výstupu z KUP	v_{kon}	0,001	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-17)
Tlak kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	p_{konz}	0,07	bar(a)	(8.5.7-18)
Entalpie kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	h_{konz}	163,36	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-19)
Teplota kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	t_{konz}	39,00	°C	(8.5.7-20)
Měrný objem kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	v_{konz}	0,001	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-21)
Tlak páry za odvaděčem kondenzátu	p_{FS}	0,07	bar(a)	(8.5.7-22)
Entalpie páry za odvaděčem kondenzátu	h_{FS}	2571,75	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-23)

Teplota páry za odvaděčem kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	t_{FS}	39,00	$^{\circ}C$	(8.5.7-24)
Měrný objem páry kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	v_{FS}	20,525	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-25)
Výparné teplo kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	L_{t2}	2408,39	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-26)
Hmotnostní zlomek w_{FS}	w_{FS}	0,11	-	(8.5.7-27)
Hmotnostní průtok páry za odvaděčem kondenzátu (flash steam)	\dot{m}_{FS}	0,002	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.7-28)
Hmotnostní průtok vzduchu do KUP	\dot{m}_{vz}	0,020	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.7-29)
Hmotnostní průtok kondenzátu na výstupu z KUP	\dot{m}_{kon}	0,018	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.7-30)
Hmotnostní průtok kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	\dot{m}_{konz}	0,016	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.7-31)
Hmotnostní průtok paroplynová směsi za odvaděčem kondenzátu	\dot{m}_{FSkonz}	0,018	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.7-32)
Tlak paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu	p_{FSkonz}	0,07	bar(a)	(8.5.7-33)
Entalpie paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu	h_{FSkonz}	416,85	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-35)
Teplota paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu	t_{FSkonz}	39,00	$^{\circ}C$	(8.5.7-36)
Měrný objem paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu	v_{FSkonz}	2,161	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-37)
Hmotnostní průtok zahlcovací páry	\dot{m}_z	0,062	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.8-1)



Obrázek 46: Stručné schéma systému ucpávkové páry s vyšlehanými ucpávkami

8.7 Výpočet systému ucpávkové páry s vyšlehanými ucpávkami



Obrázek 47: Zjednodušené schéma systému ucpávkové páry s vyšlehanými ucpávkami

Postup výpočtu systému ucpávkové páry s vyšlehanými ucpávkami je totožný s výpočtem systému ucpávkové páry s novými ucpávkami (kapitola 8.5). Hmotnostní průtoky v odvodnění 1 a odvodnění 2 zůstávají stejné, protože parametry před a za clonami se nemění.

8.8 Vypočítané hodnoty SUP s vyšlehanými ucpávkami

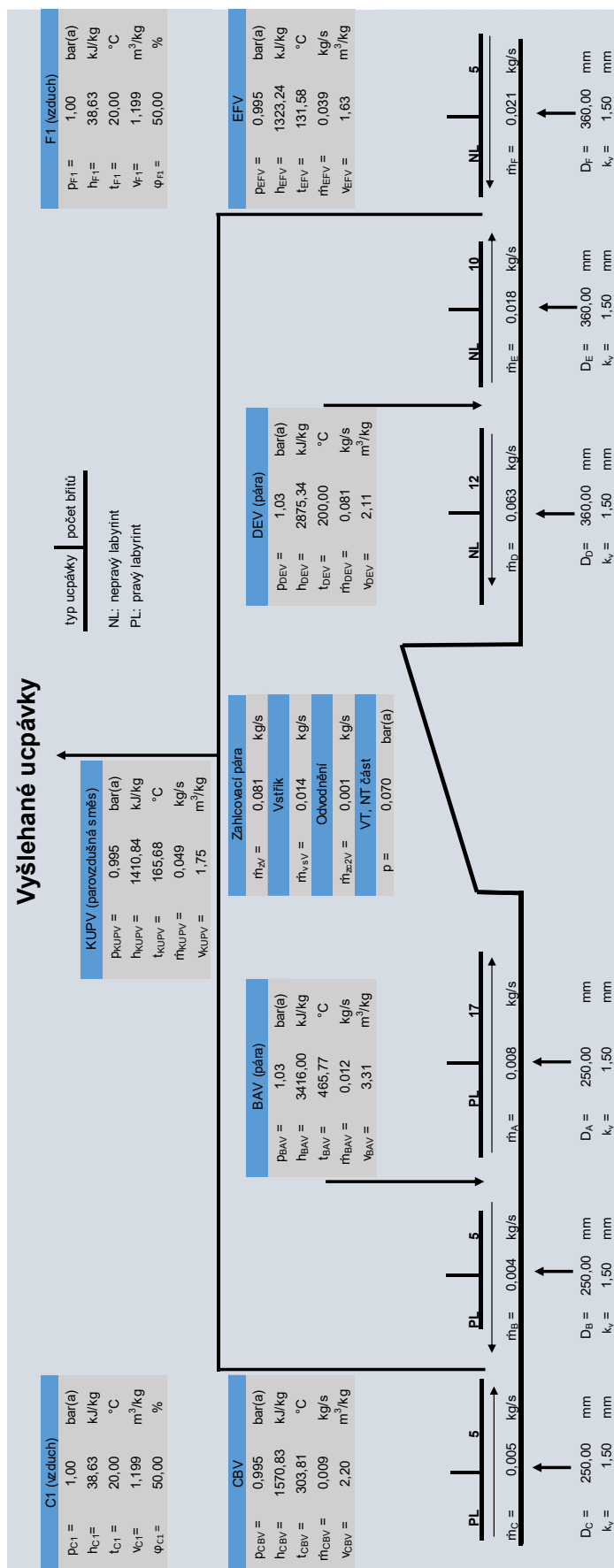
Tabulka 18: Vypočítané hodnoty systému ucpávkové páry s vyšlehanými ucpávkami

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Tlak páry před regulačním ventilem	p_{RV1V}	87,00	bar(a)	(8.5.1-1)
Entalpie páry před regulačním ventilem	h_{RV1V}	3416,00	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.1-2)
Teplota páry před regulačním ventilem	t_{RV1V}	510,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.1-3)
Měrný objem páry před regulačním ventilem	v_{RV1V}	0,04	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.1-4)
Tlak páry za regulačním ventilem	p_{RV2V}	1,03	bar(a)	-
Entalpie páry za regulačním ventilem	h_{RV2V}	3416,00	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.1-5)
Teplota páry za regulačním ventilem	t_{RV2V}	465,77	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.1-6)
Měrný objem páry za regulačním ventilem	v_{RV2V}	3,31	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.1-7)
Tlak zahlcovací páry (BA)	p_{BAV}	1,03	bar(a)	(8.5.2-1)
Entalpie zahlcovací páry (BA)	h_{BAV}	3416,00	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.2-2)
Teplota zahlcovací páry (BA)	t_{BAV}	465,77	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.2-3)
Měrný objem před regulačním ventilem (BA)	v_{BAV}	3,31	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.2-4)
Hmotnostní tok parovzdušné směsi (CB)	\dot{m}_{CBV}	0,009	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.2-5)
Měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku (C2)	c_{pC2V}	1,00	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	(8.5.2-6)
Měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku (B2)	c_{pB2V}	2,11	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	(8.5.2-7)
Tlak parovzdušné směsi (CB)	p_{CBV}	0,995	bar(a)	(8.5.2-8)

Entalpie parovzdušné směsi (CB)	h_{CBV}	1570,83	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.2-10)
Teplota parovzdušné směsi (CB)	t_{CBV}	303,81	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.2-11)
Měrný objem parovzdušné směsi (CB)	v_{CBV}	2,20	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.2-12)
Tlak zahlcovací páry (DE)	p_{DEV}	1,03	bar(a)	(8.5.3-1)
Teplota zahlcovací páry (DE)	h_{DEV}	2875,34	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.3-2)
Entalpie zahlcovací páry (DE)	t_{DEV}	200,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.3-3)
Měrný objem zahlcovací páry (DE)	v_{DEV}	2,11	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.3-4)
Hmotnostní průtok parovzdušné směsi (DE)	\dot{m}_{DEV}	0,081	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.3-5)
Hmotnostní průtok parovzdušné směsi (EF)	\dot{m}_{EFV}	0,039	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.3-6)
Měrná tepelná kapacita vzduchu při stálém tlaku (F2)	c_{pF2V}	1,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(8.5.3-7)
Měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku (E2)	c_{pE2V}	1,98	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(8.5.3-8)
Tlak parovzdušné směsi (EF)	p_{EFV}	0,995	bar(a)	(8.5.3-9)
Entalpie parovzdušné směsi (EF)	h_{EFV}	1323,24	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.3-11)
Teplota parovzdušné směsi (EF)	t_{EFV}	131,58	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.3-12)
Měrný objem parovzdušné směsi (EF)	v_{EFV}	1,63	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.3-13)
Hmotnostní průtok odvodněním 1	\dot{m}_{zc1V}	0,343	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.4-1)
Tlak páry za clonou 1	p_{zc1V}	1,01	bar(a)	-
Entalpie páry za clonou 1	h_{zc1V}	3416,00	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.4-2)
Teplota páry za clonou 1	t_{zc1V}	465,76	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.4-3)
Měrný objem páry za clonou 1	v_{zc1V}	3,36	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.4-4)
Hmotnostní průtok odvodněním 2	\dot{m}_{zc2V}	0,001	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.5-1)
Tlak páry za clonou 2	p_{zc2V}	0,995	bar(a)	(8.5.5-2)
Entalpie páry za clonou 2	h_{zc2V}	2875,34	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.5-3)
Teplota páry za clonou 2	t_{zc2V}	199,92	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.5-4)
Měrný objem páry za clonou 2	v_{zc2V}	2,18	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.5-5)
Hmotnostní průtok parovzdušné směsi za odvodněním 2	\dot{m}_{o2V}	0,010	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(8.5.5-6)
Hmotnostní zlomek w_C	w_{CV}	0,55	-	(8.5.5-7)
Hmotnostní zlomek w_B	w_{BV}	0,45	-	(8.5.5-8)
Měrná tepelná kapacita parovzdušné směsi (CB)	c_{pCBV}	0,86	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(8.5.5-9)
Měrná tepelná kapacita páry za clonou 2	c_{pzc2V}	1,98	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	(8.5.5-10)
Tlak parovzdušné směsi za odvodněním 2	p_{o2V}	0,995	bar(a)	(8.5.5-11)
Entalpie parovzdušné směsi za odvodněním 2	h_{o2V}	1747,24	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(8.5.5-13)
Teplota parovzdušné směsi za odvodněním 2	t_{o2V}	286,11	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.5-14)

Měrný objem parovzdušné směsi za odvodněním 2	v_{o2V}	2,20	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.5-15)
Tlak páry po vstřiku	p_{vs2V}	1,03	bar(a)	(8.5.6-1)
Teplota páry po vstřiku	t_{vs2V}	200,00	$^{\circ}C$	(8.5.6-2)
Entalpie páry po vstřiku	h_{vs2V}	2875,34	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-3)
Měrný objem páry po vstřiku	v_{vs2V}	2,109	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-4)
Hmotnostní průtok páry po vstřiku	\dot{m}_{vs2V}	0,082	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.6-5)
Tlak páry před vstřikem	p_{vs1V}	1,03	bar(a)	(8.5.6-6)
Entalpie páry před vstřikem	h_{vs1V}	3416,00	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-7)
Teplota páry před vstřikem	t_{vs1V}	465,77	$^{\circ}C$	(8.5.6-8)
Měrný objem páry před vstřikem	v_{vs1V}	3,31	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-9)
Hmotnostní průtok páry před vstřikem	\dot{m}_{vs1V}	0,069	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.6-12)
Tlak vstřiku	p_{vsV}	15,29	bar(a)	(8.5.6-13)
Entalpie vstřiku	h_{vsV}	165,39	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-14)
Teplota vstřiku	t_{vsV}	39,16	$^{\circ}C$	(8.5.6-15)
Měrný objem vstřiku	v_{vsV}	0,001	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.6-16)
Hmotnostní průtok vstřiku	\dot{m}_{vsV}	0,014	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.6-17)
Hmotnostní průtok parovzdušné směsi na vstupu do KUP	\dot{m}_{KUPV}	0,049	$kg \cdot s^{-1}$	(8.5.7-1)
Hmotnostní zlomek w_{CB}	w_{CBV}	0,86	-	(8.5.7-2)
Hmotnostní zlomek w_{zc2}	w_{zc2V}	0,14	-	(8.5.7-3)
Měrná tepelná kapacita parovzdušné směsi za odvodněním 2 (směs CB a zc2)	c_{po2V}	1,57	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	(8.5.7-4)
Tlak parovzdušné směsi na vstupu do KUP	p_{KUPV}	0,995	bar(a)	(8.5.7-5)
Entalpie parovzdušné směsi na vstupu do KUP	h_{KUPV}	1410,84	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-7)
Teplota parovzdušné směsi na vstupu do KUP	t_{KUPV}	165,68	$^{\circ}C$	(8.5.7-8)
Měrný objem parovzdušné směsi na vstupu do KUP	v_{KUPV}	1,75	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-9)
Tlak páry na vstupu do KUP	p_{KUPpV}	0,995	bar(a)	(8.5.7-10)
Teplota páry na vstupu do KUP	t_{KUPpV}	165,68	$^{\circ}C$	(8.5.7-11)
Entalpie páry na vstupu do KUP	h_{KUPpV}	2807,70	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-12)
Měrný objem páry na vstupu do KUP	v_{KUPpV}	2,02	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-13)
Tlak kondenzátu na výstupu z KUP	p_{konV}	0,995	bar(a)	(8.5.7-14)
Entalpie kondenzátu na výstupu z KUP	h_{konV}	416,85	$kJ \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-15)
Teplota kondenzátu na výstupu z KUP	t_{konV}	99,47	$^{\circ}C$	(8.5.7-16)
Měrný objem kondenzátu na výstupu z KUP	v_{konV}	0,001	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(8.5.7-17)

Tlak kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	p_{konzV}	0,07	bar(a)	(8.5.7-18)
Entalpie kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	h_{konzV}	163,36	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.7-19)
Teplota kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	t_{konzV}	39,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.7-20)
Měrný objem kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	v_{konzV}	0,001	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.7-21)
Tlak páry za odvaděčem kondenzátu	p_{FSV}	0,07	bar(a)	(8.5.7-22)
Entalpie páry za odvaděčem kondenzátu	h_{FSV}	2751,75	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.7-23)
Teplota páry za odvaděčem kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	t_{FSV}	39,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.7-24)
Měrný objem páry kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	v_{FSV}	20,525	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.7-25)
Výparné teplo kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	L_{t2V}	0,002	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.7-26)
Hmotnostní zlomek w_{FS}	w_{FSV}	0,11	-	(8.5.7-27)
Hmotnostní průtok páry za odvaděčem kondenzátu (flash steam)	\dot{m}_{FSV}	0,002	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.7-28)
Hmotnostní průtok vzduchu do KUP	\dot{m}_{vzV}	0,026	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.7-29)
Hmotnostní průtok kondenzátu na výstupu z KUP	\dot{m}_{konV}	0,023	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.7-30)
Hmotnostní průtok kondenzátu za odvaděčem kondenzátu	\dot{m}_{konzV}	0,020	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.7-31)
Hmotnostní průtok paroplynová směs za odvaděčem kondenzátu	\dot{m}_{FSkonzV}	0,023	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.7-32)
Tlak paroplynové směs za odvaděčem kondenzátu	p_{FSkonzV}	0,07	bar(a)	(8.5.7-33)
Entalpie paroplynové směs za odvaděčem kondenzátu	h_{FSkonzV}	416,85	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.7-35)
Teplota paroplynové směs za odvaděčem kondenzátu	t_{FSkonzV}	39,00	$^{\circ}\text{C}$	(8.5.7-36)
Měrný objem paroplynové směs za odvaděčem kondenzátu	v_{FSkonzV}	2,161	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(8.5.7-37)
Hmotnostní průtok zahlcovací páry	\dot{m}_{zV}	0,026	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(8.5.8-1)



Obrázek 48: Stručné schéma systému ucpávkové páry s vyšlehanými ucpávkami

9 Vyrovnávací píst

Funkcí vyrovnávacího pístu je vyrovnávat axiální sílu vzniklou v přetlakovém lopatkování. Vyrovnávací píst přímo navazuje na regulační stupeň. Pára se do vyrovnávacího pístu dostává z regulačního stupně mezerou mezi rozváděcím a oběžným kolem a je seškrncena v labyrintových ucpávkách na tlak daný místem zavedení odběru do turbíny. V tomto případě je pára odváděna do výstupního hrdla turbíny, takže se tlak páry za vyrovnávacím pístem rovná tlaku páry na konci expanze turbíny.

Vzhledem k tomu, že pára přes vyrovnávací píst proudí opačným směrem než pára v průtočném kanálu turbíny, dochází k vzniku dvou opačně orientovaných sil, které se výpočtář snaží navrhnout stejně velké za pomoci změny průměru vyrovnávacího pístu, což umožňuje snížit dimenze axiálních ložisek.

Velikost vyrovnávací síly je závislá na rozdílu tlaků před a za vyrovnávacím pístem, a také na ploše vyrovnávacího pístu. Čím větší je průměr vyrovnávacího pístu, tím větší vyrovnávací síla vzniká.

9.1 Výpočet vyrovnávacího pístu

Stejně jako u předních rotorových ucpávek jsou u vyrovnávacího pístu voleny bezdotykové ucpávky s pravým labyrintem. Volit tuto koncepci je možné s tím ohledem, že se předpokládají jen minimální relativní posuvy mezi rotorem a statorem, tudíž je malá pravděpodobnost, že by došlo ke styku ucpávkových břitů se statorem.

Tabulka 19: Volené hodnoty pro výpočet vyrovnávacího pístu

Vyrovnávací píst	
Průměr rotoru D_{VP} [mm]	500
Počet břitů z_{VP} [-]	40

9.1.1 Parametry ucpávky vyrovnávacího pístu

Parametry páry na vstupu do vyrovnávacího pístu

Tlak páry na vstupu do vyrovnávacího pístu

$$p_{VP1} = p_{RS,2} \quad (9.1.1-1)$$

Entalpie páry na vstupu do vyrovnávacího pístu

$$h_{VP1} = h_{RS,2} \quad (9.1.1-2)$$

Teplota páry na vstupu do vyrovnávacího pístu

$$t_{VP1} = t_{RS,2} \quad (9.1.1-3)$$

Měrný objem páry na vstupu do vyrovnávacího pístu

$$v_{VP1} = v_{RS,2} \quad (9.1.1-4)$$

Parametry páry na výstupu z vyrovnávacího pístu

Tlak páry na výstupu z vyrovnávacího pístu

$$p_{VP2} = p_{17} \quad (9.1.1-5)$$

Entalpie páry na výstupu z vyrovnávacího pístu

$$h_{VP2} = h_{VP1} \quad (9.1.1-6)$$

Teplota páry na výstupu z vyrovnávacího pístu

$$t_{VP2} = f(p_{VP2}; h_{VP2}) \quad (9.1.1-7)$$

Měrný objem páry na výstupu z vyrovnávacího pístu

$$v_{VP2} = f(p_{VP2}; h_{VP2}) \quad (9.1.1-8)$$

9.1.2 Radiální vůle mezi bříty vyrovnávacího pístu

Teorie a hodnoty potřebné k určení radiální vůle mezi bříty u vyrovnávacího pístu je shodná s teorií k určení radiální vůle předních rotorových ucpávek systému ucpávkové páry v kapitole 8.1.

Radiální vůle mezi bříty

$$\delta_{VP} = 0,001 \cdot D_{VP} \quad (9.1.2-1)$$

Radiální vůle mezi bříty nových ucpávek

$$\delta_{VPN} = k_m \cdot \delta_{VP} \quad (9.1.2-2)$$

Radiální vůle mezi bříty vyšlehaných ucpávek

$$\delta_{VPV} = k_v \cdot \delta_{VP} \quad (9.1.2-3)$$

9.1.3 Hmotnostní průtok ucpávkou vyrovnávacího pístu

Teorie a hodnoty potřebné k určení hmotnostního průtoku ucpávkou vyrovnávacího pístu je shodná s teorií k určení radiální vůle předních rotorových ucpávek systému ucpávkové páry v kapitole 8.1.5.

Součinitel α_{pVP}

$$\alpha_{pVP} = k_{tf} \cdot \alpha_{0p} \quad (9.1.3-1)$$

Průtočný průřez nových ucpávek

$$S_{VP} = \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta_{VP} \quad (9.1.3-2)$$

Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek

$$S_{VPV} = \pi \cdot D_{VP} \cdot \delta_{VPV} \quad (9.1.3-3)$$

Hmotnostní průtok novou ucpávkou

$$\dot{m}_{VP} = \alpha_{pVP} \cdot S_{VP} \cdot \sqrt{\frac{p_{VP1}^2 - p_{VP2}^2}{Z_{VP} \cdot p_{VP1} \cdot v_{VP1}}} \quad (9.1.3-4)$$

Hmotnostní průtok vyšlehanou ucpávkou

$$\dot{m}_{VPV} = \alpha_{pVP} \cdot S_{VPV} \cdot \sqrt{\frac{p_{VP1}^2 - p_{VP2}^2}{Z_{VP} \cdot p_{VP1} \cdot v_{VP1}}} \quad (9.1.3-5)$$

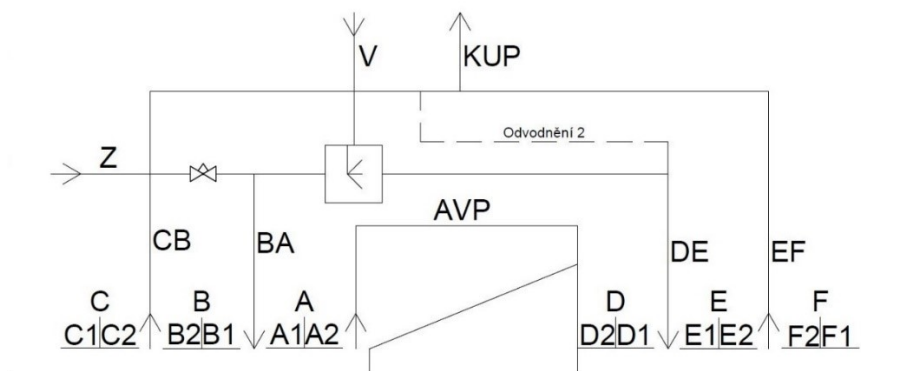
9.2 Vypočítané hodnoty vyrovnávacího pístu

Tabulka 20: Vypočítané hodnoty vyrovnávacího pístu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Tlak páry na vstupu do vyrovnávacího pístu	p_{VP1}	54,84	bar(a)	(9.1.1-1)
Entalpie páry na vstupu do vyrovnávacího pístu	h_{VP1}	3308,53	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(9.1.1-2)
Teplota páry na vstupu do vyrovnávacího pístu	t_{VP1}	449,32	$^{\circ}\text{C}$	(9.1.1-3)
Měrný objem páry na vstupu do vyrovnávacího pístu	v_{VP1}	0,06	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(9.1.1-4)
Tlak páry na výstupu z vyrovnávacího pístu	p_{VP2}	0,07	bar(a)	(9.1.1-5)
Entalpie páry na výstupu z vyrovnávacího pístu	h_{VP2}	3308,53	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(9.1.1-6)
Teplota páry na výstupu z vyrovnávacího pístu	t_{VP2}	413,80	$^{\circ}\text{C}$	(9.1.1-7)
Měrný objem páry na výstupu z vyrovnávacího pístu	v_{VP2}	45,29	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(9.1.1-8)
Radiální vůle mezi břity	δ_{VP}	0,50	mm	(9.1.2-1)
Radiální vůle mezi břity nových ucpávek	δ_{VPN}	0,61	mm	(9.1.2-2)
Radiální vůle mezi břity vyšlehaných ucpávek	δ_{VPV}	0,75	mm	(9.1.2-3)
Součinitel α_{pVP}	α_{pVP}	0,66	-	(9.1.3-1)
Průtočný průřez nových ucpávek	S_{VPN}	0,0010	m^2	(9.1.3-2)
Průtočný průřez vyšlehaných ucpávek	S_{VPV}	0,0012	m^2	(9.1.3-3)
Hmotnostní průtok novou ucpávkou	\dot{m}_{VP}	0,978	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(9.1.3-4)
Hmotnostní průtok novou ucpávkou	\dot{m}_{VPV}	1,202	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(9.1.3-5)

9.3 Vypočet odběru za vyrovnávacím pístem

9.3.1 Vyrovnávací píst s novými ucpávkami



Obrázek 49: Zjednodušené schéma s odběrem za vyrovnávacím pístem s novými ucpávkami

Parametry páry v odběru

Tlak páry v odběru

$$p_{AVP} = p_{17} \quad (9.3.1-1)$$

Entalpie páry v odběru

$$h_{AVP} + \dot{m}_{AVP} = \dot{m}_{VP} \cdot h_{VP2} + \dot{m}_A \cdot h_{A2} \quad (9.3.1-2)$$

$$h_{AVP} = \frac{(\dot{m}_{VP} \cdot h_{VP2} + \dot{m}_A \cdot h_{A2})}{\dot{m}_{AVP}} \quad (9.3.1-3)$$

Teplota páry v odběru

$$t_{AVP} = f(p_{AVP}; h_{AVP}) \quad (9.3.1-4)$$

Měrný objem páry v odběru

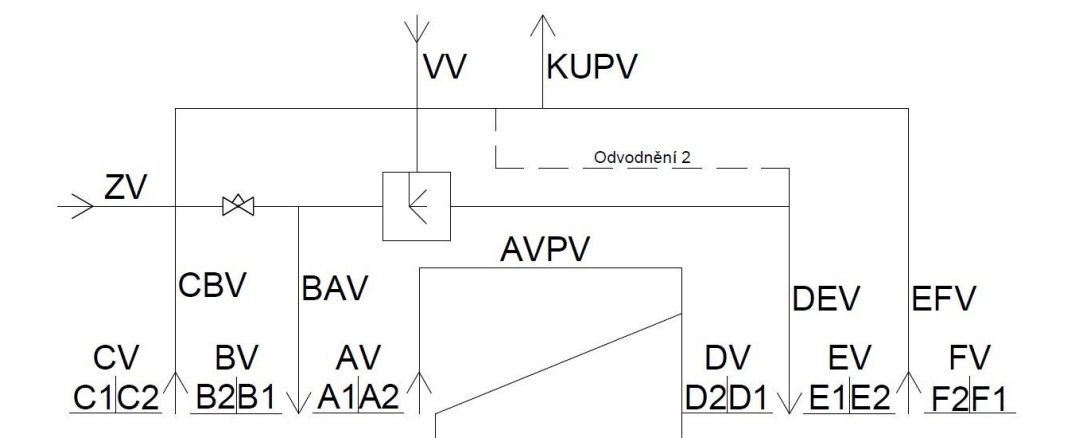
$$v_{AVP} = f(p_{AVP}; h_{AVP}) \quad (9.3.1-5)$$

Hmotnostní průtok odběrem

$$\dot{m}_{AVP} = \dot{m}_{VP} + \dot{m}_A \quad (9.3.1-6)$$

9.3.2 Vyrovnávací píst s vyšlehanými ucpávkami

Výpočet vyrovnávacího pístu s vyšlehanými ucpávkami je pouze informativní. Změna hmotnostního průtoku vyrovnávacím pístem s vyšlehanými ucpávkami nemá vliv na konstrukci žádného regulačního ani uzavíracího ventilu v systému ucpávkové páry, dochází však ke změně (snížení) vnitřního výkonu turbíny.



Obrázek 50: Zjednodušené schéma s odběrem za vyrovnávacím pístem s vyšlehanými ucpávkami

Parametry páry v odběru

Tlak páry v odběru

$$p_{AVPV} = p_{17} \quad (9.3.2-1)$$

Entalpie páry v odběru

$$h_{AVPV} + \dot{m}_{AVPV} = \dot{m}_{VPV} \cdot h_{VP2} + \dot{m}_{AV} \cdot h_{A2} \quad (9.3.2-2)$$

$$h_{AVPV} = \frac{(\dot{m}_{VPV} \cdot h_{VP2} + \dot{m}_{AV} \cdot h_{A2})}{\dot{m}_{AVPV}} \quad (9.3.2-3)$$

Teplota páry v odběru

$$t_{AVPV} = f(p_{AVPV}; h_{AVPV}) \quad (9.3.2-4)$$

Měrný objem páry v odběru

$$v_{AVPV} = f(p_{AVPV}; h_{AVPV}) \quad (9.3.2-5)$$

Hmotnostní průtok odběrem

$$\dot{m}_{AVPV} = \dot{m}_{VPV} + \dot{m}_{AV} \quad (9.3.2-6)$$

9.4 Vypočítané hodnoty odběru za vyrovnávacím pístem

Tabulka 21: Vypočítané hodnoty odběru za vyrovnávacím pístem

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Tlak páry v odběru	p_{AVP}	0,07	bar(a)	(9.3.1-1)
Entalpie páry v odběru	h_{AVP}	3309,27	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(9.3.1-3)
Teplota páry v odběru	t_{AVP}	414,16	$^{\circ}\text{C}$	(9.3.1-4)
Měrný objem páry v odběru	v_{AVP}	45,31	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(9.3.1-5)
Hmotnostní průtok odběrem	\dot{m}_{AVP}	0,985	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(9.3.1-6)
Tlak páry v odběru	p_{AVPV}	0,07	bar(a)	(9.3.2-1)
Entalpie páry v odběru	h_{AVPV}	3307,27	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(9.3.2-3)
Teplota páry v odběru	t_{AVPV}	414,16	$^{\circ}\text{C}$	(9.3.2-4)
Měrný objem páry v odběru	v_{AVPV}	45,31	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(9.3.2-5)
Hmotnostní průtok odběrem	\dot{m}_{AVPV}	1,211	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	(9.3.2-6)

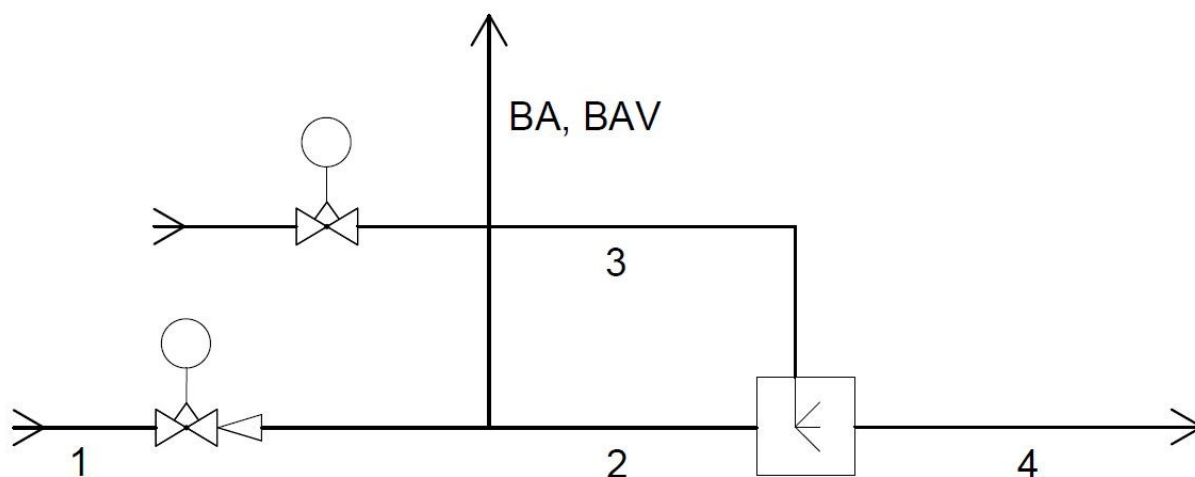
10 Výpočet parametrů v systému ucpávkové páry

Pro různé provozní stavy systému ucpávkové páry jsou různé vstupní parametry páry (teplota, tlak, entalpie). Tato práce se zabývá parametry v systému ucpávkové páry při:

- jmenovitém výkonu turbíny
- teplém startu turbíny
- studeném startu turbíny

Parametry páry při jmenovitém výkonu jsou už určeny v kapitole 8, proto již stačí určit parametry páry pro teplý a studený start. Tyto parametry jsou určeny pro minimální požadavky pro start systému ucpávkové páry, a to pro nové a vyšlehané ucpávky.

Cílem výpočtů v této kapitole je určit parametry páry na vstupu do systému ucpávkové páry při různých provozních stavech.



Obrázek 51: Schéma vstřikového chladiče s jednotlivými vstupy a výstupy

10.1 Výpočet parametrů SUP pro teplý start

Parametry páry před regulačním ventilem

Tlak páry před regulačním ventilem

$$p_{1NUTS,VUTS} = p_{min,t} \quad (10.1-1)$$

Entalpie páry před regulačním ventilem

$$h_{1NUTS,VUTS} = h_{umin,t} \quad (10.1-2)$$

Teplota páry před regulačním ventilem

$$t_{1NUTS,VUTS} = f(p_{1NUTS,VUTS}; h_{1NUTS,VUTS}) \quad (10.1-3)$$

Měrný objem páry před regulačním ventilem

$$v_{1NUTS,VUTS} = f(p_{1NUTS,VUTS}; h_{1NUTS,VUTS}) \quad (10.1-4)$$

Parametry páry před vstříkem

Tlak páry před vstříkem

$$p_{2NUTS,VUTS} = p_{umin,t} \quad (10.1-5)$$

Entalpie páry před vstříkem

$$h_{2NUTS,VUTS} = h_{1NUTS,VUTS} \quad (10.1-6)$$

Teplota páry před vstřikem

$$t_{2NUTS,VUTS} = f(p_{2NUTS,VUTS}; h_{2NUTS,VUTS}) \quad (10.1-7)$$

Měrný objem páry před vstřikem

$$v_{2NUTS,VUTS} = f(p_{2NUTS,VUTS}; h_{2NUTS,VUTS}) \quad (10.1-8)$$

Parametry vstřikovaného chladicího kondenzátu a parametry páry po vstřiku jsou stejné jako v kapitole 8, je to dáno tím, že parametry chladicího kondenzátu odebíraného za kondenzačním čerpadlem se nemění (uvažuje se pro jeden stav) a parametry za vstřikem jsou voleny stále stejně (doporučená hodnota 200 °C), to znamená i stejný hmotnostní průtok za vstřikem.

Hmotnostní průtok ucpávkou A, AV

$$\dot{m}_{ATS,AVTS} = \alpha_{pA} \cdot S_A \cdot \sqrt{\frac{p_{A1}^2 - p_{A2}^2}{Z_A \cdot p_{A1} \cdot v_{2NUTS,VUTS}}} \quad (10.1-9)$$

Hmotnostní průtok ucpávkou B, BV

$$\dot{m}_{BTS,BVTS} = \alpha_{pB} \cdot S_B \cdot \sqrt{\frac{p_{B1}^2 - p_{B2}^2}{Z_B \cdot p_{B1} \cdot v_{2NUTS,VUTS}}} \quad (10.1-10)$$

Hmotnostní průtok větví BA, BAV

$$\dot{m}_{BATS,BAVTS} = \dot{m}_{ATS,AVTS} + \dot{m}_{BTS,BVTS} \quad (10.1-11)$$

Hmotnostní průtok před regulačním ventilem

$$\dot{m}_{1NUTS,VUTS} = \dot{m}_{BATS,BAVTS} + \dot{m}_{2NUTS,VUTS} \quad (10.1-12)$$

Hmotnostní průtok před vstřikem

$$\dot{m}_{2NUTS,VUTS} = \frac{\dot{m}_{4NUTS,VUTS} \cdot h_{4NUTS,VUTS} - \dot{m}_{4NUTS,VUTS} \cdot h_{3NUTS,VUTS}}{h_{2NUTS,VUTS} - h_{3NUTS,VUTS}} \quad (10.1-13)$$

Hmotnostní průtok vstřiku

$$\dot{m}_{3NUTS,VUTS} = \dot{m}_{4NUTS,VUTS} - \dot{m}_{2NUTS,VUTS} \quad (10.1-14)$$

10.2 Vypočítané hodnoty SUP pro teplý start

Tabulka 22: Vypočítané hodnoty systému ucpávkové páry pro teplý start

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Tlak páry před regulačním ventilem	$p_{1NUTS,VUTS}$	18,00	bar(a)	(10.1-1)
Entalpie páry před regulačním ventilem	$h_{1NUTS,VUTS}$	3074,47	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(10.1-2)
Teplota páry před regulačním ventilem	$t_{1NUTS,VUTS}$	319,70	°C	(10.1-3)
Měrný objem páry před regulačním ventilem	$v_{1NUTS,VUTS}$	0,15	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$	(10.1-4)
Tlak páry před vstřikem	$p_{2NUTS,VUTS}$	1,03	bar(a)	(10.1-5)
Entalpie páry před vstřikem	$h_{2NUTS,VUTS}$	3074,47	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	(10.1-6)

Teplota páry před vstřikem	$t_{2NUTS,VUTS}$	300,00	°C	(10.1-7)
Měrný objem páry před vstřikem	$v_{2NUTS,VUTS}$	2,56	$m^3 \cdot kg^{-1}$	(10.1-8)
Hmotnostní průtok ucpávkou A	\dot{m}_{ATS}	0,008	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-9)
Hmotnostní průtok ucpávkou AV	\dot{m}_{AVTS}	0,009	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-9)
Hmotnostní průtok ucpávkou B	\dot{m}_{BTS}	0,004	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-10)
Hmotnostní průtok ucpávkou BV	\dot{m}_{BVTS}	0,005	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-10)
Hmotnostní průtok větvi BA	\dot{m}_{BATS}	0,011	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-11)
Hmotnostní průtok větvi BAV	\dot{m}_{BAVTS}	0,014	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-11)
Hmotnostní průtok před regulačním ventilem	\dot{m}_{1NUTS}	0,069	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-12)
Hmotnostní průtok před regulačním ventilem	\dot{m}_{1VUTS}	0,091	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-12)
Hmotnostní průtok před vstřikem	\dot{m}_{2NUTS}	0,058	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-13)
Hmotnostní průtok před vstřikem	\dot{m}_{2VUTS}	0,077	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-13)
Hmotnostní průtok vstřiku	\dot{m}_{3NUTS}	0,004	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-14)
Hmotnostní průtok vstřiku	\dot{m}_{3VUTS}	0,006	$kg \cdot s^{-1}$	(10.1-14)

10.3 Výpočet parametrů SUP pro studený start

Parametry páry před regulačním ventilem

Tlak páry před regulačním ventilem

$$p_{1NUTS,VUSS} = p_{min,s} \quad (10.3-1)$$

Teplota páry před regulačním ventilem

$$t_{1NUTS,VUSS} = t_{min,s} \quad (10.3-2)$$

Entalpie páry před regulačním ventilem

$$h_{1NUTS,VUSS} = f(p_{1NUTS,VUSS}; h_{1NUTS,VUSS}) \quad (10.3-3)$$

Měrný objem páry před regulačním ventilem

$$v_{1NUTS,VUSS} = f(p_{1NUTS,VUSS}; h_{1NUTS,VUSS}) \quad (10.3-4)$$

Parametry páry na před vstřikem

Tlak páry před vstřikem

$$p_{2NUTS,VUSS} = p_{umin,s} \quad (10.3-5)$$

Entalpie páry před vstřikem

$$h_{2NUTS,VUSS} = h_{1NUTS,VUSS} \quad (10.3-6)$$

Teplota páry před vstřikem

$$t_{2NUTS,VUSS} = f(p_{2NUTS,VUSS}; h_{2NUTS,VUSS}) \quad (10.3-7)$$

Měrný objem páry před vstřikem

$$v_{2NUTS,VUSS} = f(p_{2NUTS,VUSS}; h_{2NUTS,VUSS}) \quad (10.3-8)$$

Stejně jako již bylo zmíněno v předchozí kapitole 10.1, parametry vstřikovaného chladicího kondenzátu a parametry páry po vstřiku jsou stejné jako v kapitole 8, což je to dáno tím, že parametry chladicího kondenzátu odebíraného za kondenzačním čerpadlem se nemění a parametry za vstřikem jsou voleny stále stejně (doporučena hodnota 200 °C), to znamená i stejný hmotnostní průtok za vstřikem.

Hmotnostní průtok v jednotlivých stavech (před regulačním ventilem, před vstřikem a vstřik) se určí stejným postupem jako v podkapitole 10.1.

10.4 Vypočítané hodnoty SUP pro studený start

Tabulka 23: Vypočítané hodnoty systému ucpávkové páry pro studený start

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Tlak páry před regulačním ventilem	$p_{1NUSS,VUSS}$	18,00	bar(a)	(10.3-1)
Entalpie páry před regulačním ventilem	$h_{1NUSS,VUSS}$	2878,96	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(10.3-2)
Teplota páry před regulačním ventilem	$t_{1NUSS,VUSS}$	237,00	$^{\circ}\text{C}$	(10.3-3)
Měrný objem páry před regulačním ventilem	$v_{1NUSS,VUSS}$	0,12	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(10.3-4)
Tlak páry před vstřikem	$p_{2NUSS,VUSS}$	1,03	bar(a)	(10.3-5)
Entalpie páry před vstřikem	$h_{2NUSS,VUSS}$	2878,86	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	(10.3-6)
Teplota páry před vstřikem	$t_{2NUSS,VUSS}$	201,78	$^{\circ}\text{C}$	(10.3-7)
Měrný objem páry před vstřikem	$v_{2NUSS,VUSS}$	2,12	$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	(10.3-8)
Hmotnostní průtok ucpávkou A	\dot{m}_{ASS}	0,008	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-9)
Hmotnostní průtok ucpávkou AV	\dot{m}_{AVSS}	0,010	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-9)
Hmotnostní průtok ucpávkou B	\dot{m}_{BSS}	0,004	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-10)
Hmotnostní průtok ucpávkou BV	\dot{m}_{BVSS}	0,005	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-10)
Hmotnostní průtok větví BA	\dot{m}_{BASS}	0,012	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-11)
Hmotnostní průtok větví BAV	\dot{m}_{BAVSS}	0,015	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-11)
Hmotnostní průtok před regulačním ventilem	\dot{m}_{1NUSS}	0,075	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-12)
Hmotnostní průtok před regulačním ventilem	\dot{m}_{1VUSS}	0,098	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-12)
Hmotnostní průtok před vstřikem	\dot{m}_{2NUSS}	0,062	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-13)
Hmotnostní průtok před vstřikem	\dot{m}_{2VUSS}	0,082	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-13)
Hmotnostní průtok vstřiku	\dot{m}_{3NUSS}	0,0001	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-14)
Hmotnostní průtok vstřiku	\dot{m}_{3VUSS}	0,0001	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	(10.1-14)

11 Vlastnosti potrubí a armatur v systému ucpávkové páry

11.1 Pohony regulačních armatur

11.1.1 Elektromechanické pohony

Elektromotory jsou buď jednofázové, třífázové nebo stejnosměrné. Elektropohony mají převodovku, která redukuje otáčky elektromotoru na potřebnou míru, popřípadě převádí rotační pohyb na přímý. [5]

Elektropohony jsou konstrukčně složité a drahé. Běžné elektropohony také nemohou pracovat ve výbušném prostředí. V případě výpadku elektrického proudu bývají vybaveny ručním ovládáním.[5]

11.1.2 Pneumatické pohony

Pneumatické pohony jsou jednoduché a levné a pohánějí se vzduchem. Fungují tak, že síla potřebná pro přestavení regulačního orgánu vzniká zatěžováním pružné membrány zatěžovacím polštářem. Rozměry membrány jsou omezeny pevnostními důvody. Velikost tlaku ovládajícího vzduchu bývá do 0,6 MPa a z toho tedy plyne omezení síly, kterou může pohon disponovat. Přestavování u pneupohonů nastává s určitou prodlevou od impulsu. Je to dáno tím, že síla, kterou pneupohon vyvozuje, narůstá postupně s plněním prostoru nad membránou vzduchem.[5]

Pro účely regulace v systému ucpávkové páry byl zvolen právě tento typ pohonu, protože jsou levné, jednoduché a ovládací síly, kterými může pneupohon disponovat jsou dostatečné.

11.1.3 Poloha armatur při poruše

U pohonů armatur se při poruše specifikují tyto provozní stavy:

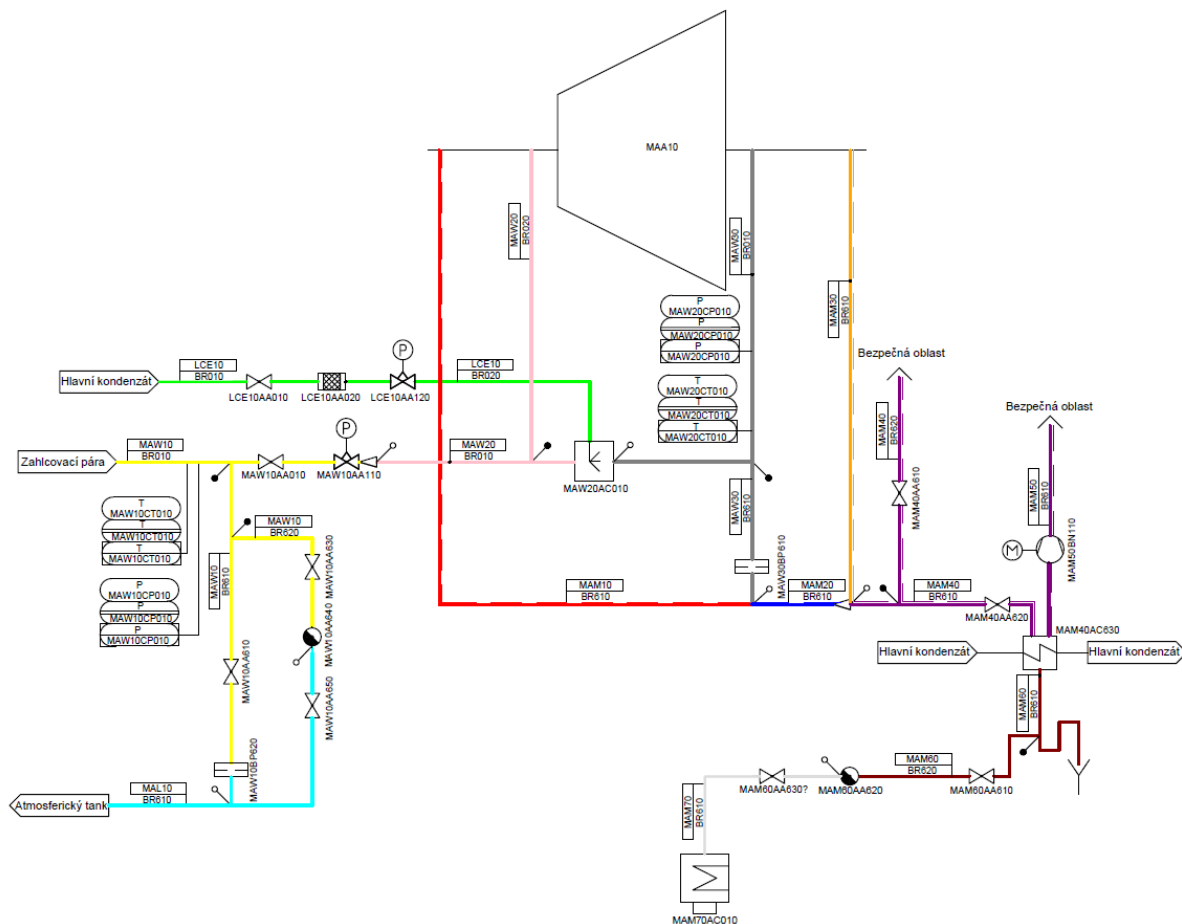
- Otevření při selhání (failure open) – pokud vypadne tlakové médium (olej, vzduch) nebo elektrický signál, armatura se otevře
- Uzavření při selhání (failure close) – pokud vypadne tlakové médium (olej, vzduch) nebo elektrický signál, armatura se uzavře
- Ustálení při poruše (failure lock) – pokud vypadne tlakové médium (olej, vzduch) nebo elektrický signál, armatura zůstane ve stávající pozici

U systému ucpávkové páry při poruše dochází k ustálení kuželu armatury na stejné pozici. Uzavření armatur by vedlo k odstavení zahlcování ucpávek a následnému vniku studeného vzduchu do turbíny. Úplné otevření by zase vedlo ke změně teplot a zvýšení tlaku, které by ucpávky a potrubní systém systému ucpávkové páry nemuseli konstrukčně vydržet. Také by byl přebytek páry, která by unikala do strojovny.

11.2 Design parametry potrubí a armatur

Design parametry potrubí vycházejí z nejhorších možných podmínek provozu s určitou rezervou. Tato rezerva činí u tlaku 20 % a u teploty 14 °C, která byla zvolena na základě normy IEC 45-1.[11]

V zahlcovacím potrubí (před i za chladičem) se volí design tlak 7 bar(g), který se odvíjí od pevnostních vlastností ucpávek. Design teplota určená za vstřikovým chladičem se volí stejná jako design teplota před vstřikovým chladičem pro případ poruchy vstřiku. Design tlak ve vstřikovém potrubí se odvíjí od závěrného bodu čerpadla, který byl zvolen 20 bar(g). Design tlaky v odsávacím potrubí parovzdušné směsi, sběrném potrubí a v potrubí za kondenzátorem ucpávkové páry se obvykle volí 1 bar(g).



Obrázek 52: Barevně zvýrazněné jednotlivé části, pro které se budou určovat design parametry v SUP

11.2.1 Design parametry pro systém MAW10 (žlutá oblast)

Design teplota pro systém MAW10

$$t_{dž} = t_{18} + 14 \quad (11.2.1-1)$$

Design tlak pro systém MAW10

$$p_{dž} = p_{18} \cdot 1,2 \quad (11.2.1-2)$$

11.2.2 Design parametry pro systém LCE10 (zelená oblast)

Volené hodnoty:

- Závěrný bod kondenzačního čerpadla

$$p_{mz} = 20 \text{ bar}(g)$$

- Maximální teplota za kondenzátním čerpadlem

$$t_{mz} = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Design teplota pro systém LCE10

$$t_{dz} = t_{mz} + 14 \quad (11.2.2-1)$$

Design tlak pro systém LCE10

$$p_{dz} = p_{mz} \cdot 1,2 \quad (11.2.2-2)$$

11.2.3 Design parametry pro systém MAW20 (růžová oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{mr} = 7 \text{ bar}(g)$$

Teplota za regulačním ventilem (MAW20)

$$t_{mr} = f(h_{RV2V}; p_{mr}) \quad (11.2.3-1)$$

Design teplota pro systém MAW20

$$t_{dr} = t_{mr} + 14 \quad (11.2.3-2)$$

Design tlak pro systém MAW20

$$p_{dr} = p_{mr} \quad (11.2.3-3)$$

11.2.4 Design parametry pro systém MAW30 (šedá oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{mš} = 7 \text{ bar}(g)$$

Maximální teplota za vstřikem

$$t_{dš} = t_{mr} \quad (11.2.4-1)$$

Design teplota pro systém MAW30

$$t_{dš} = t_{mš} + 14 \quad (11.2.4-2)$$

Design tlak pro systém MAW30

$$p_{dš} = p_{mš} \quad (11.2.4-3)$$

11.2.5 Design parametry pro systém MAM10 (červená oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{mč} = 1 \text{ bar}(g)$$

Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM10)

$$t_{mč} = t_{CBV} \quad (11.2.5-1)$$

Design teplota pro systém MAM10

$$t_{dč} = t_{mč} + 14 \quad (11.2.5-2)$$

Design tlak pro systém MAM10

$$p_{dč} = p_{mč} \quad (11.2.5-3)$$

11.2.6 Design parametry pro systém MAM20 (modrá oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{mm} = 1 \text{ bar}(g)$$

Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM20)

$$t_{mm} = t_{o2V} \quad (11.2.6-1)$$

Design teplota pro systém MAM20

$$t_{dm} = t_{mm} + 14 \quad (11.2.6-2)$$

Design tlak pro systém MAM20

$$p_{dm} = p_{mm} \quad (11.2.6-3)$$

11.2.7 Design parametry pro systém MAM30 (oranžová oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{m0} = 1 \text{ bar}(g)$$

Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM30)

$$t_{mo} = t_{FEV} \quad (11.2.7-1)$$

Design teplota pro systém MAM30

$$t_{do} = t_{mo} + 14 \quad (11.2.7-2)$$

Design tlak pro systém MAM30

$$p_{do} = p_{mo} \quad (11.2.7-3)$$

11.2.8 Design parametry pro systém MAM40, MAM50 (fialová oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{mf} = 1 \text{ bar}(g)$$

Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM40, MAM50)

$$t_{mf} = t_{KUP} \quad (11.2.8-1)$$

Design teplota pro systém MAM40, MAM50

$$t_{df} = t_{mf} + 14 \quad (11.2.8-2)$$

Design tlak pro systém MAM40, MAM50

$$p_{df} = p_{mf} \quad (11.2.8-3)$$

11.2.9 Design parametry pro systém MAM60 (hnědá oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{mh} = 1 \text{ bar}(g)$$

Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM60)

$$t_{mh} = t_{konV} \quad (11.2.9-1)$$

Design teplota pro systém MAM60

$$t_{dh} = t_{mh} + 14 \quad (11.2.9-2)$$

Design tlak pro systém MAM60

$$p_{dh} = p_{mh} \quad (11.2.9-3)$$

11.2.10 Design parametry pro systém MAM70 (stříbrná oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{mh} = 1 \text{ bar}(g)$$

Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM70)

$$t_{ms} = t_{FSkonzV} \quad (11.2.10-1)$$

Design teplota pro systém MAM70

$$t_{ds} = t_{ms} + 14 \quad (11.2.10-2)$$

Design tlak pro systém MAM70

$$p_{ds} = p_{ms} \quad (11.2.10-3)$$

11.2.11 Design parametry pro systém MAL10 (azurová oblast)

Volené hodnoty:

- Maximální tlak

$$p_{ma} = 1 \text{ bar}(g)$$

Maximální teplota parovzdušné směsi (MAL10)

$$t_{ma} = t_{zc1V} \quad (11.2.11-1)$$

Design teplota pro systém MAL10

$$t_{da} = t_{ma} + 14 \quad (11.2.11-2)$$

Design tlak pro systém MAL10

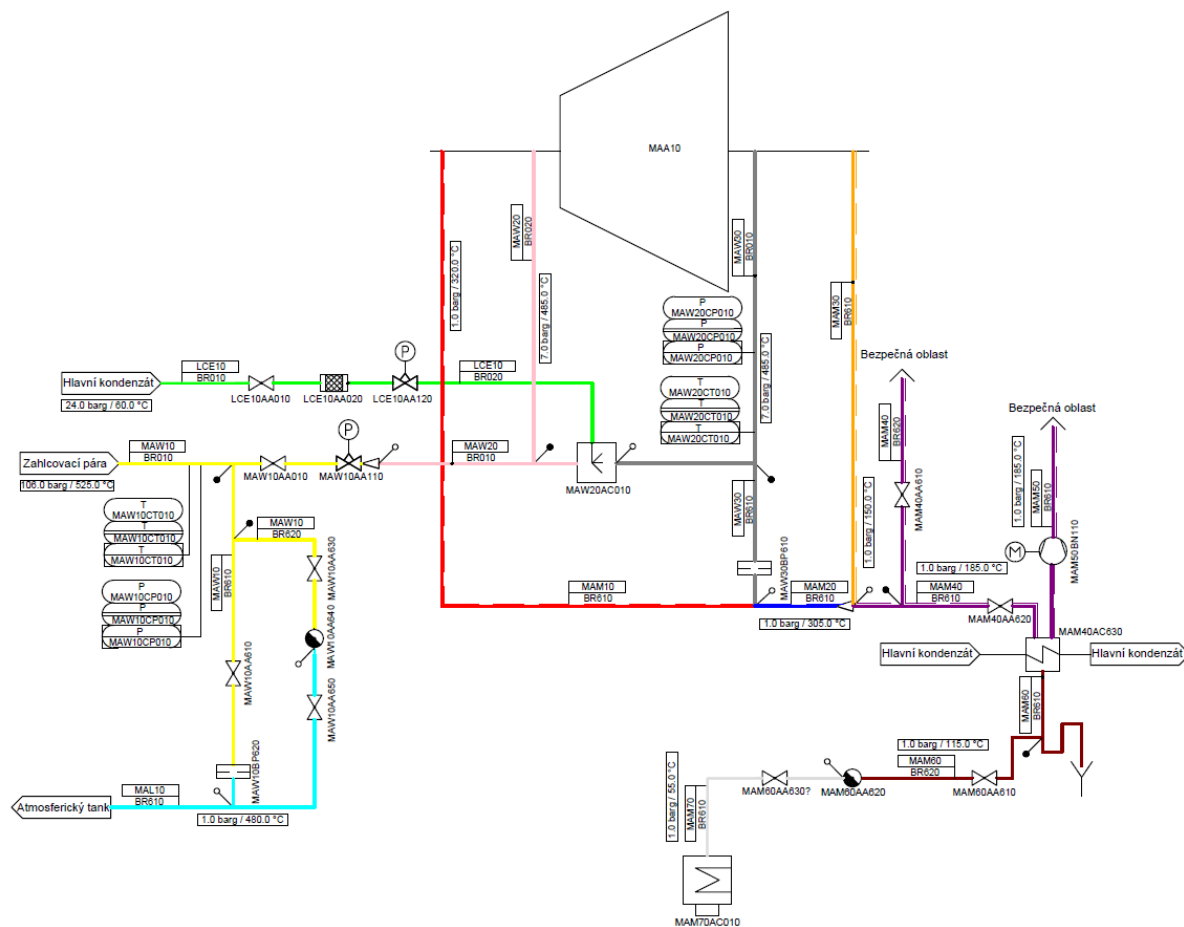
$$p_{da} = p_{ma} \quad (11.2.11-3)$$

11.3 Vypočítané hodnoty design parametrů potrubí

Tabulka 24: Vypočítané hodnoty design parametrů potrubí

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka	Rovnice
Design teplota pro systém MAW10	$t_{dž}$	525,00	°C	(11.2.1-1)
Design tlak pro systém MAW10	$p_{dž}$	106,00	bar(g)	(11.2.1-2)
Design teplota pro systém LCE10	t_{dz}	60,00	°C	(11.2.2-1)
Design tlak pro systém LCE10	p_{dz}	24,00	bar(g)	(11.2.2-2)
Teplota za regulačním ventilem (MAW20)	t_{mr}	469,73	°C	(11.2.3-1)
Design teplota pro systém MAW20	t_{dr}	485,00	°C	(11.2.3-2)
Design tlak pro systém MAW20	p_{dr}	7,00	bar(g)	(11.2.3-3)
Maximální teplota za vstřikem (MAW30)	$t_{mš}$	469,73	°C	(11.2.4-1)
Design teplota pro systém MAW30	$t_{dš}$	485,00	°C	(11.2.4-2)
Design tlak pro systém MAW30	$p_{dš}$	7,00	bar(g)	(11.2.4-3)
Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM10)	$t_{mč}$	303,81	°C	(11.2.5-1)
Design teplota pro systém MAM10	$t_{dč}$	320,00	°C	(11.2.5-2)
Design tlak pro systém MAM10	$p_{dč}$	1,00	bar(g)	(11.2.5-3)
Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM20)	t_{mm}	286,11	°C	(11.2.6-1)
Design teplota pro systém MAM20	t_{dm}	305,00	°C	(11.2.6-2)
Design tlak pro systém MAM20	p_{dm}	1,00	bar(g)	(11.2.6-3)
Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM30)	t_{mo}	131,58	°C	(11.2.7-1)
Design teplota pro systém MAM30	t_{do}	150,00	°C	(11.2.7-2)
Design tlak pro systém MAM30	p_{do}	1,00	bar(g)	(11.2.7-3)
Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM40, MAM50)	t_{mf}	167,05	°C	(11.2.8-1)
Design teplota pro systém MAM40, MAM50	t_{df}	185,00	°C	(11.2.8-2)
Design tlak pro systém MAM40, MAM50	p_{df}	1,00	bar(g)	(11.2.8-3)
Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM60)	t_{mh}	99,47	°C	(11.2.9-1)
Design teplota pro systém MAM60	t_{dh}	115,00	°C	(11.2.9-2)
Design tlak pro systém MAM60	p_{dh}	1,00	bar(g)	(11.2.9-3)
Maximální teplota parovzdušné směsi (MAM70)	t_{ms}	39,00	°C	(11.2.10-1)
Design teplota pro systém MAM70	t_{ds}	55,00	°C	(11.2.10-2)
Design tlak pro systém MAM70	p_{ds}	1,00	bar(g)	(11.2.10-3)
Maximální teplota parovzdušné směsi (MAL10)	t_{ma}	465,76	°C	(11.2.11-1)

Design teplota pro systém MAL10	t_{da}	480,00	°C	(11.2.11-2)
Design tlak pro systém MAL10	p_{da}	1,00	bar(g)	(11.2.11-3)



Obrázek 53: Systém ucpávkové páry s design parametry

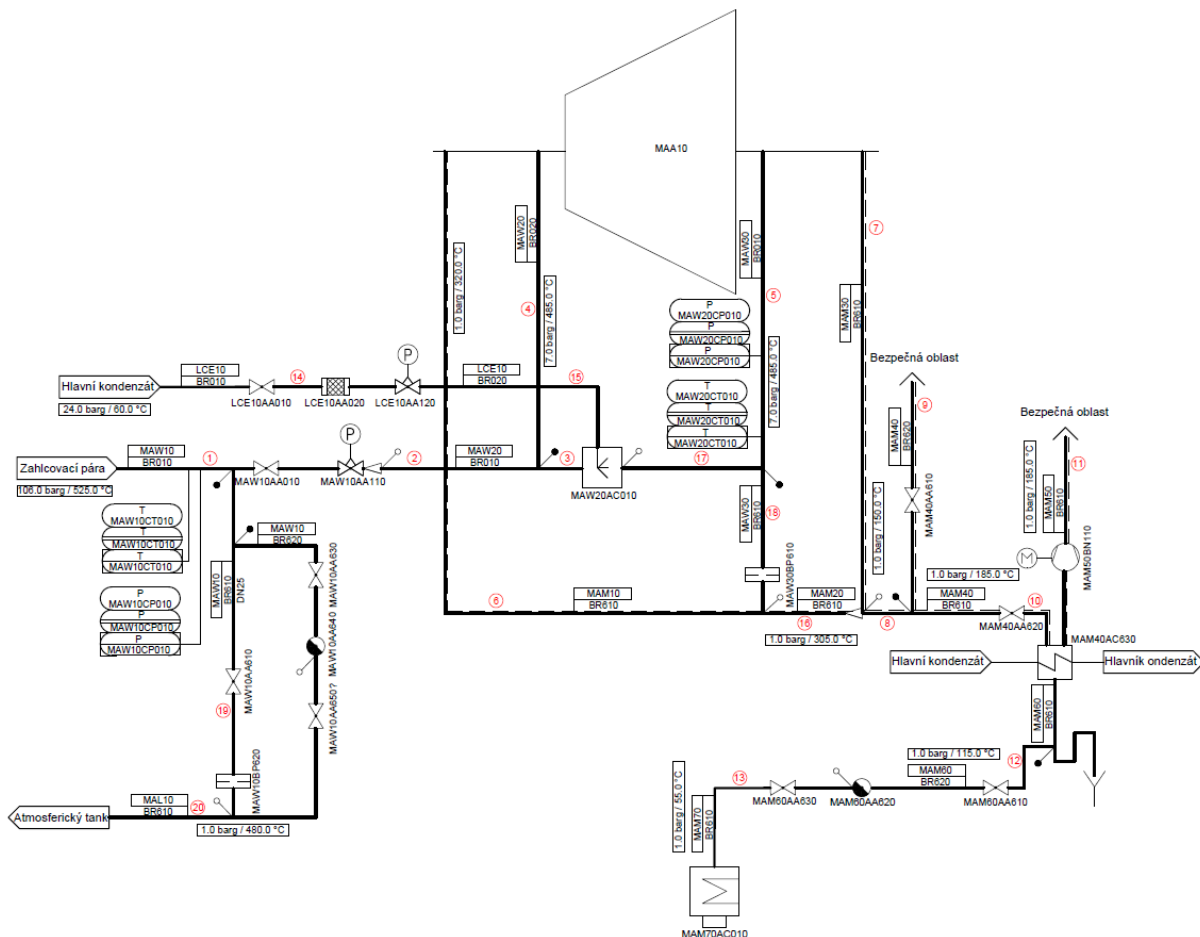
Poté co se určí design parametry potrubí (teplota, tlak) je možné zvolit vhodné materiály pro jednotlivé potrubní systémy a jmenovitý tlak PN podle normy ČSN EN 1092-1.[15]

Tabulka 25: Systémy s jejich design parametry a volenými materiály

Systém	Oblast	p_a [bar(g)]	t_a [°C]	Materiál	PN
MAW10	žlutá	106,00	525,00	10CrMo9-10	250
LCE10	zelená	24,00	60,00	P235GH	10
MAW20	růžová	7,00	485,00	13CrMo4-5	16
MAW30	šedá	7,00	485,00	13CrMo4-5	16
MAM10	červená	1,00	320,00	P235GH	10
MAM20	modrá	1,00	305,00	P235GH	10
MAM30	oranžová	1,00	150,00	P235GH	10
MAM40, MAM50	fialová	1,00	185,00	P235GH	10
MAM60	hnědá	1,00	115,00	P235GH	10
MAM70	stříbrná	1,00	55,00	P235GH	10
MAL10	azurová	1,00	480,00	13CrMo4-5	10

11.4 Dimenze potrubí a armatur

Pro zpřehlednění a zjednodušení výpočtů potrubních dimenzí byl systém ucpávkové páry rozdělen do jednotlivých úseků.



Obrázek 54: Schéma systému ucpávkové páry s rozdělením na jednotlivé potrubní úseky

Při volbě dimenzí potrubního systému se musí brát ohledy jak na tlakové ztráty, tak i na ekonomické hledisko. Nízkých tlakových ztrát lze dosáhnout zvětšováním průtočného průřezu potrubí, čímž dochází k snižování rychlostí a následně tlakových ztrát. Potrubí s velkými průtočnými průřezy je ovšem nákladné, proto se hledá kompromis.

Na doporučení společnosti Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o byly voleny jako maximální tlakové ztráty v potrubních trasách tyto hodnoty:

- Maximální ztráta v zahlcovací trase

$$\Delta p_{maxz} = 0,003 \text{ bar}(a)$$
- Maximální ztráta v odsávací trase

$$\Delta p_{maxo} = 0,035 \text{ bar}(a)$$
- Maximální tlaková ztráta ve větvi s ventilátorem

$$\Delta p_{maxu11} = 0,0035 \text{ bar}(a)$$

Při výpočtu jsou voleny hodnoty vnitřních průřezů potrubí z tabulky 26. Volí se různé kombinace průřezů tak, aby nedošlo k překročení maximální povolené tlakové ztráty a zároveň, aby vnitřní průřez potrubí nebyl zbytečně velký.

Tabulka 26: Tabulka se jmenovitými světlostmi a vnitřními průměry v závislosti na jmenovitým tlaku [15]

	PN 10, 16, 40	PN 250
DN	d _{in} [mm]	d _{in} [mm]
25	28,50	25,70
32	37,20	32,40
40	41,30	37,10
50	54,50	46,10
65	70,30	58,50
80	82,50	68,90
100	107,10	89,30
125	131,70	107,70
150	159,30	128,30
200	206,50	169,10
250	260,40	217,00

V odvodňovacím potrubí se na tlakové ztráty neberou ohledy, tudíž by bylo možné volit velice malé průřezy. Na druhou stranu je nutné brát v potaz možnost zanesení a následné ucpání potrubí, proto se volí minimální jmenovitá světlost DN 25.

Hlavně v případech, kdy potrubím proudí kondenzát jsou tlakové ztráty tak malé, že by opět bylo možné volit velmi malé průřezy potrubí, avšak stejně jako v odvodňovacím potrubí se volí minimální jmenovitá světlost DN 25.

Rychlost proudění v potrubí se spočítá z upravené rovnice kontinuity, do které se dosadí volený vnitřní průřez.

Rovnice kontinuity

$$\dot{m} = \rho \cdot S \cdot w \quad (11.4-1)$$

Upravená rovnice kontinuity

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m} \cdot v}{d^2 \cdot \pi} \quad (11.4-2)$$

Pomocí rychlosti proudění v potrubí se dá určit charakter proudění, a to pomocí Reynoldsova čísla.

Reynoldsovo číslo (Re)

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (11.4-3)$$

Pokud je $Re > 2300$ proudění je laminární, pokud platí $2300 \leq Re \leq 8 \cdot 10^4$ je proudění turbulentní. V závislosti na typu proudění se určí součinitel tření. U laminárního proudění se určí pomocí rovnice (11.4-4). Pokud je proudění turbulentní, určí se z rovnice (11.4-5) s tím předpokladem, že se uvažuje hladké potrubí.[16]

Součinitel tření pro laminární proudění

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (11.4-4)$$

Součinitel tření pro turbulentní proudění

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (11.4-5)$$

Součinitel tření slouží k výpočtu tlakové ztráty v přímém potrubí neproměnného průřezu potrubí třením. K výpočtu je dále zapotřebí znát délku potrubní větve. Volené délky jednotlivých potrubních větví jsou v tabulce 27.[16]

Tabulka 27: Délky jednotlivých potrubních úseků

Úsek	Délka [m]
1	20,00
2	2,00
3	2,00
4	4,00
5	4,00
6	8,00
7	6,00
8	10,00
9	15,00
10	4,00
11	12,00
12	3,00
13	3,00
14	3,00
15	3,00
16	1,00
17	2,00
18	2,00
19	6,00
20	10,00

Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{l \cdot w^2}{d \cdot v \cdot 2} \quad (11.4-6)$$

V potrubí také vzniká tlaková ztráta místními odpory, která vzniká v místech, kde se mění velikost rychlosti (změna průtočného průřezu), směr proudění (zakřivené potrubí) nebo kombinace obojího (armatury). K výpočtu této ztráty je nutné znát ztrátový součinitel místního odporu ξ , který je tabelován (tabulka 28). V tabulce ovšem není uveden součinitel místního odporu pro síto. Na doporučení společnosti Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o byl tento součinitel volen $\xi = 2$. [16]

Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_\xi = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{v \cdot 2} \quad (11.4-7)$$

Tabulka 28: Druhy odporu a k nim odpovídající součinitele místního odporu [17]

Druh odporu		ζ									
klínové šoupátko		0,5									
koleno 45°		0,3									
koleno 90°		1,26									
normální ventil uzavírací		3									
oblouk 90°		0,25									
paralelní šoupátko		0,15									
přímý ventil		0,5—0,8									
sací koš		6									
šikmý ventil		1,40—1,85									
uzavírací ventil		3									
ostrý vtok do potrubí		0,5									
tupý vtok do potrubí		0,25									
výtok z potrubí		1									
zpětná klapka		6									
Náhlé rozšíření potrubí											
S_1/S_2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
ζ	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01	0,0	
Náhlé zúžení potrubí											
S_2/S_1	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	0,5	0,47	0,45	0,38	0,34	0,3	0,25	0,2	0,15	0,09	0,0

V tabulce 29 je uveden přehled místních odporů v jednotlivých úsecích a trasách, které vznikají spojením jednotlivých úseků. Mezi dvěma úseky se totiž může nacházet také místní odpor. Dále je v tabulce uveden celkový součinitel místního odporu v jednotlivých úsecích a trasách.

Tabulka 29: Přehled místních odporů v jednotlivých úsecích a trasách

Úsek	Místní odpor	$\sum \xi_u$
1	uzavírací ventil	3,00
6	koleno 90°	1,26
9	uzavírací ventil, výtok	4,00
10	uzavírací ventil, koleno 90°	4,26
11	výtok	1,00
12	uzavírací ventil, 2x koleno 90°	5,52
13	uzavírací ventil, koleno 90°	4,26
14	uzavírací ventil, síto	5,00
15	koleno 90°	1,26
16	rozšíření	0,09
19	uzavírací ventil	3,00
21	uzavírací ventil, výtok	4,00
2+4	zúžení, koleno 90°	1,56
7+8+10+11	koleno 90°	1,26
6+20+8+9	koleno 90°	1,26
2+3+22+5	koleno 90°	1,26
7+8+9	2x koleno 90°	2,52

V následujících výpočtech jednotlivých úseků byly voleny parametry proudícího média při nejhorších možných provozních vlastnostech proudícího média (měrný objem, hmotnostní průtok). Tyto hodnoty byly přímo vzaty či určeny pomocí hodnot z kapitoly 8. Výjimku tvoří úsek 11, kde se kinematická viskozita musí určit z tabulek.

Kinematická viskozita v úseku 11[13]

$$\nu_{u11} = 2,43 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (11.4-8)$$

11.4.1 Výpočet úseků 1 – 17

Rychlost proudění

$$w_u = \frac{4 \cdot \dot{m}_u \cdot \nu_u}{d_u^2 \cdot \pi} \quad (11.4.1-1)$$

Dynamická viskozita

$$\eta_u = f(p_u; h_u) = f(p_u; T_u) \quad (11.4.1-2)$$

Kinematická viskozita

$$\nu_u = \eta_u \cdot w_u \quad (11.4.1-3)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re_u = \frac{w_u \cdot d_u}{\nu_u} \quad (11.4.1-4)$$

V závislosti na typu proudění se určí součinitel tření. Pro laminární proudění platí rovnice (11.4.1-5) a pro turbulentní rovnice (11.4.1-6).

Součinitel tření pro laminární proudění

$$\lambda_u = \frac{64}{Re_u} \quad (11.4.1-5)$$

Součinitel tření pro turbulentní proudění

$$\lambda_u = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_u}} \quad (11.4.1-6)$$

Tlaková ztráta třením

$$\Delta p_{t_u} = \lambda_u \cdot \frac{l_u \cdot w_u^2}{d_u \cdot \nu_u \cdot 2} \quad (11.4.1-7)$$

Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_{\xi u} = \sum \xi_u \cdot \frac{w_u^2}{\nu_u \cdot 2} \quad (11.4.1-8)$$

Celková tlaková ztráta úseku

$$\Delta p_{c_u} = \Delta p_{\xi u} + \Delta p_{t_u} \quad (11.4.1-9)$$

11.4.2 Výpočet úseků 18, 19

V úseku 18 a 19 není znám hmotnostní průtok. Ten je dán clonami, které jsou v těchto potrubních větvích instalovány. Pokud se tedy určí hmotnostní toky clonami, bude znám i hmotnostní průtok větvemi. Pro výpočet průtoku clonou je nutné znát průtočný průřez clony, ten byl na doporučení společnosti Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o volen:

$$d_{cl} = 7 \text{ mm}$$

Postup při výpočtu hmotnostního průtoku clonou:[18]

Poměr β

$$\beta_u = \frac{d_{cl}}{d_u} \quad (11.4.2-1)$$

Vzhledem k tomu, že Reynoldsovo číslo v potrubní větvi není známo (ani rychlost proudění), musí se určit iteračně. Nejdříve se dosadí libovolně zvolené Reynoldsovo číslo do rovnice (11.4.2-2), dopočítá se hmotnostní průtok rovnicí (11.4.2-9) a následně zkontroluje zvolené Reynoldsovo číslo rovnicí (11.4.2-10). Tento postup se opakuje do té doby, než je volené a vypočítané Reynoldsovo číslo shodné.

Součinitel průtoku C

$$C_u = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta_u^{2,1} - 0,1840 \cdot \beta_u^8 + 0,0029 \cdot \beta_u^{2,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_u}\right)^{0,75} \quad (11.4.2-2)$$

Rozdíl absolutních tlaků před a za clonou

$$\Delta p_{zu} = p_u - p_u \quad (11.4.2-3)$$

Tlakový rozdíl na cloně

$$\Delta p_{clu} = \frac{\Delta p_{zu}}{(1 - \beta_u^2)} = \quad (11.4.2-4)$$

Měrná tepelná kapacita páry při stálém tlaku

$$c_{pu} = f(p_u; h_u) \quad (11.4.2-5)$$

Měrná tepelná kapacita páry při stálém objemu

$$c_{vu} = f(p_u; h_u) \quad (11.4.2-6)$$

Izoentropický exponent páry

$$\kappa_u = \frac{c_{pu}}{c_{vu}} \quad (11.4.2-7)$$

Součinitel expanze ε_1

$$\varepsilon_{1u} = 1 - (0,41 + 0,35 \cdot \beta_u^4) \cdot \frac{\Delta p_{clu}}{\kappa_u \cdot p_u} \quad (11.4.2-8)$$

Hmotnostní průtok

$$\dot{m}_u = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta_u^4}} \cdot \varepsilon_{1u} \cdot \frac{\pi \cdot d_{clu}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_{clu}}{v_u}} \quad (11.4.2-9)$$

Reynoldsovo číslo

$$Re_u = \frac{4 \cdot \dot{m}_u \cdot v_u}{d_u \cdot \pi \cdot v_u} \quad (11.4.2-10)$$

Rychlost proudění

$$w_u = \frac{4 \cdot \dot{m}_u \cdot v_u}{d_u^2 \cdot \pi} \quad (11.4.2-11)$$

Pokud je známá rychlost proudění v potrubí, použije se k určení celkové tlakové ztráty v potrubním úseku stejný postup jako v předchozí podkapitole 11.4.1.

11.4.3 Výpočet úseku 20

Vzhledem k tomu, že úsek 20 je za clonou, tak je jeho výpočet vázán na hmotnostní průtok clonou, který byl určen v předchozí podkapitole 11.4.2.

Hmotnostní průtok v úseku 20

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{19} \quad (11.4.3-1)$$

Následně se k určení celkové tlakové ztráty v potrubním úseku použije stejný postup jako v předchozí podkapitole 11.4.1.

11.5 Vyhodnocení dimenzí potrubí a armatur

V tabulce 30 jsou uvedeny zvolené maximální průřezy pro jednotlivé úseky tak, aby nedošlo k překročení maximálních tlakových ztrát v trasách (tabulka 31) uvedených v kapitole 11.4. Spojením jednotlivých úseků do tras mohou ještě vzniknout dodatečné ztráty místním odporem (zúžení, rozšíření, koleno), které se určí pomocí rovnice (11.4-7).

Tabulka 30: Poměry v jednotlivých úsecích

Úsek	Délka [m]	DN	PN	d_u [mm]	w_u [m/s]	Tlaková ztráta [bar]
1	20,00	40	250	37,10	2,90	0,014
2	2,00	100	16	107,10	29,70	0,001
3	2,00	100	16	107,10	25,19	4,31E-04
4	4,00	50	16	54,50	17,39	0,001
5	4,00	100	16	107,10	18,95	0,001
6	8,00	32	10	37,20	17,67	0,005
7	6,00	50	10	54,50	27,17	0,005
8	10,00	65	10	70,30	22,05	0,004
9	15,00	65	10	70,30	22,05	0,012
10	4,00	65	10	70,30	22,05	0,008
11	12,00	65	10	70,30	7,89	0,001
12	3,00	25	10	28,50	0,04	0,000
13	3,00	40	10	41,30	36,96	0,026
14	3,00	25	10	28,50	0,02	2,85E-05
15	3,00	25	10	28,50	0,02	1,99E-05
16	1,00	32	10	37,20	20,41	0,001
17	2,00	100	10	107,10	19,27	3,32E-04
18	2,00	25	10	28,50	4,52	0,003
19	6,00	25	10	28,50	20,85	0,307
20	10,00	200	10	206,50	34,40	0,003

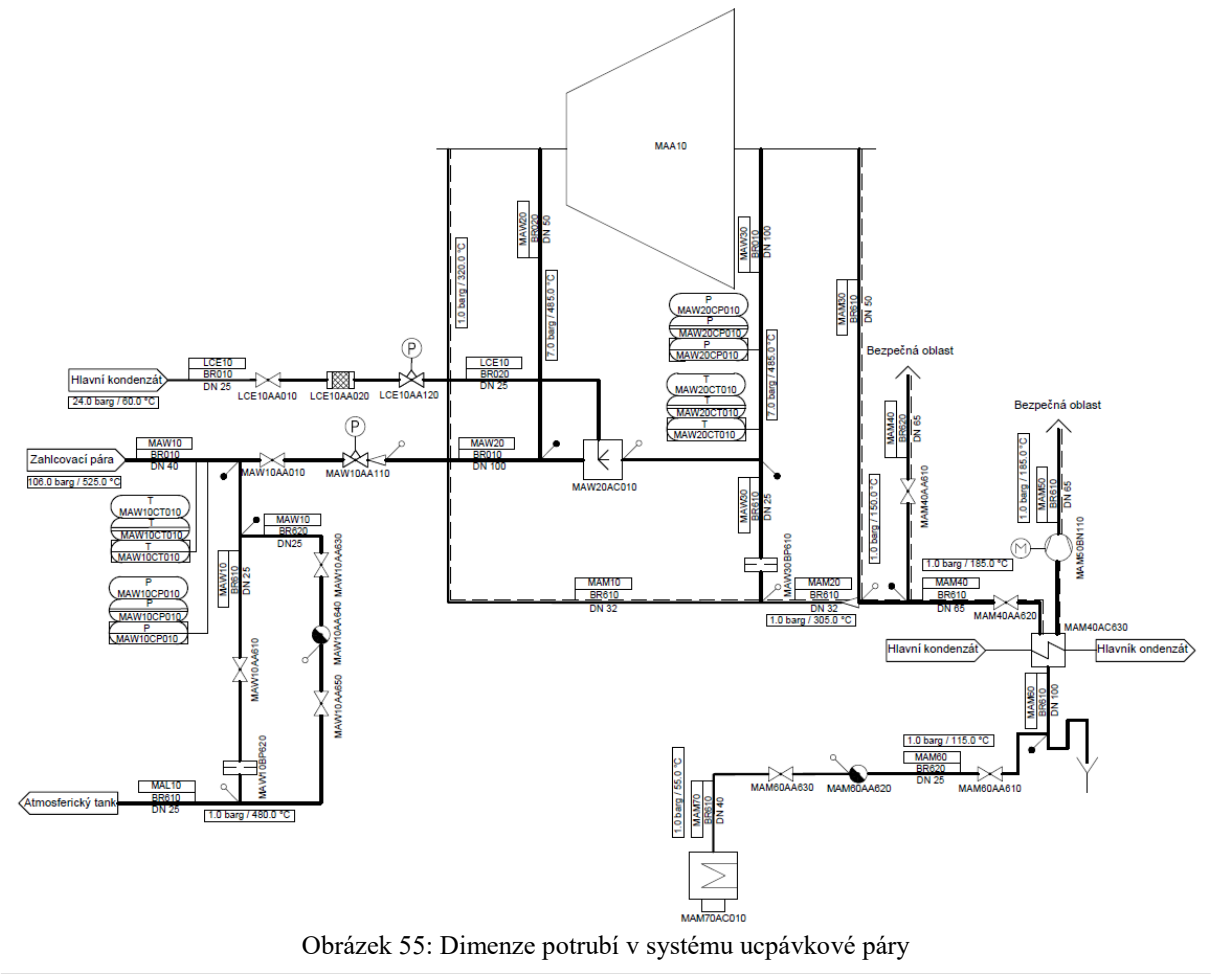
Tabulka 31: Poměry v jednotlivých trasách

Úsek	Délka [m]	Druh odporu	Ztráta místním odporem [bar]	Tlaková ztráta [bar]
2+4	6,00	zúžení, koleno 90°	0,0013	0,003
2+3+17+5	10,00	koleno 90°	0,0011	0,003
6+16+8+10+11	35,00	-	-	0,019
7+8+10+11	32,00	koleno 90°	0,0023	0,019
6+16+8+9	34,00	koleno 90°	0,0018	0,023
7+8+9	31,00	2x koleno 90°	0,0045	0,025
14+15	6,00	-	-	4,84E-05
12+13	6,00	-	-	0,026
19+20	16,00	-	-	0,310

Srovnáním tlakových ztrát v jednotlivých trasách a rychlostí v jednotlivých úsecích se dá odhadnout doporučené rozpětí rychlostí v potrubním systému zahlcovací páry a v potrubním systému odsávané parovzdušné směsi.

Tabulka 32: Doporučené rychlosti v zahlcovacím a odsávacím potrubním systému

Médium	Meze rychlosti	Jednotka
Zahlcovací pára	18 – 30	m/s
Parovzdušná směs	8 – 28	m/s



12 Optimalizace SUP

Při optimalizaci systému ucpávkové páry se sleduje změna hmotnostního průtoku zahlcovací páry odběrem v závislosti na změně tlaku páry za regulačním ventilem. Množství páry proudící odběrem má totiž vliv na výkon turbíny. Účelem optimalizace je dosažení co nejvyššího výkonu turbíny.

Při optimalizaci je nejdříve nutné určit optimální podtlak v odsávací trase. Udržení podtlaku v odsávací trase pro odvod parovzdušné směsi nemá zásadní význam pro chod parní kondenzační turbíny. V případě výpadku ventilátoru na KUP, případně celého KUP stoupne tlak v odsávání na atmosférický tlak, ale studený vzduch stále nemá možnost, jakkoliv se dostat do turbíny. Jediným negativním dopadem je, že by část páry mohla profouknout do strojovny. Je tedy zbytečné vytvářet vysoký podtlak, který zvyšuje nároky na ventilátor, a navíc by s vyšším podtlakem také vzrostl hmotnostní průtok páry ucpávkami. Optimální tlak může tedy být velmi blízko atmosférického tlaku, a to 0,995 bar(a).

Výpočty v této kapitole byly provedeny pouze pro systém ucpávkové páry s novými ucpávkami.

12.1 Výpočet hmotnostních průtoků při různých tlacích zahlcovací páry

Při výpočtu hmotnostních průtoků v systému ucpávkové páry byly voleny různé tlaky páry za regulačním ventilem zahlcovací páry. Rozmezí těchto tlaků bylo voleno s ohledem na atmosférický tlak a maximální hodnotu tlaku danou konstrukční pevností břitů (viz. kapitola 11.2), a to 8 bar(a). Také bylo, jen pro zajímavost, zvoleno několik tlaků mezi atmosférickým tlakem a optimálním tlakem v odsávacím potrubí. Všechny volené hodnoty tlaků jsou uvedeny v tabulce 33.

Tabulka 33: Volené tlaky páry za regulačním ventilem

Návrhový stav	p_{ns} [bar(a)]
1.	0,996
2.	0,998
3.	1,000
4.	1,010
5.	1,060
6.	1,500
7.	2,000
8.	3,000
9.	4,000
10.	5,000
11.	6,000
12.	8,000

Postup výpočtu a výpočtové hodnoty jsou totožné jako v kapitole 8, až na tlak zahlcovací páry za regulačním ventilem, který má vliv na hmotnostní průtok trvalým odvodněním (viz. kapitola 11.4).

Jak již bylo zmíněno, nejdůležitější hmotnostní průtok, který je také zapotřebí pro další výpočty je hmotnostní průtok zahlcovací páry viz. tabulka 34.

Tabulka 34: Hmotnostní průtoky zahlcovací páry při návrhových stavech

Návrhový stav	\dot{m}_{ns} [t/h]
1.	0,17
2.	0,18
3.	0,18
4.	0,20
5.	0,25
6.	0,48
7.	0,69
8.	1,08
9.	1,46
10.	1,84
11.	2,22
12.	2,97

12.2 Výpočet vnitřního výkonu turbíny

Vzhledem k tomu, že je předběžný výpočet turbíny rozdělen na regulační stupeň a několik kuželů, celkový vnitřní výkon turbíny se počítá jako součet výkonů jednotlivých kuželů a výkonu regulačního stupně.[3]

Vnitřní výkon regulačního stupně se při různých stavech určí pomocí rovnice (2.2.8-6), kdy se do rovnice dosazuje entalpický spád a hmotnostní průtok určený v kapitole 2 změněný o změnu hmotnostního průtoku určené v předchozí kapitole 12.1. Vnitřní výkon pro jednotlivé kužele se určí pomocí rovnice (3.2.19-1), kdy se do rovnice dosazuje entalpický spád a hmotnostní průtok určený pro jednotlivé kužele v kapitole 3, který je změněn o změnu hmotnostního průtoku určeného v předchozí kapitole 12.1.

Vnitřní výkon turbíny

$$P_{ic} = \sum P_i + P_{RS,i} \quad (12.2-1)$$

Tabulka 35: Vypočítaný vnitřní výkon turbíny při návrhových stavech

Návrhový stav	P_{icns} [kW]
1.	15176,58
2.	15174,44
3.	15172,94
4.	15167,85
5.	15153,41
6.	15084,69
7.	15022,07
8.	14904,79
9.	14790,49
10.	14677,12
11.	14564,08
12.	14338,10

12.3 Vyhodnocení vypočítaných hodnot

Z vypočítaných hodnot vyplývá, že čím nižší je tlak za regulačním ventilem páry, tím je nižší hmotnostní průtok zahlcovací páry a vyšší výkon turbíny. Tlak páry za regulačním ventilem však nesmí být volen příliš malý. Hlavním omezujícím limitem je atmosférický tlak, kdy tlak zahlcovací páry za regulačním ventilem musí být vyšší, aby nedocházelo k nasávání vzduchu do ucpávek. Vliv má také možný výpadek ventilátoru KUP, který vytváří podtlak v odsávání.

Optimální tlak zahlcovací páry (tlak za regulačním ventilem) vychází hlavně z výkyvů při regulaci na požadovaný tlak, které jsou obvykle 0,01 bar. V některých případech mohou dosahovat výkyvy až 0,03 bar. Svůj vliv mají také tlakové ztráty a určitá rezerva s ohledem na zásadní význam systému ucpávkové páry při provozu parní kondenzační turbíny. Za optimální tlak zahlcovací páry se dá tedy považovat 1,03 bar(a). Pokud by byly výkyvy vyšší než 0,01 bar, bylo by nutné volit vyšší optimální tlak, např. 1,05 bar(a).

Tabulka 36: Optimální návrhový stav s vnitřním výkonem turbíny a hmotnostním průtokem zahlcovací páry

p_{ons} [bar(a)]	P_{icons} [kW]	\dot{m}_{ons} [t/h]
1,03	15161,07	0,223

12.4 Porovnání optimálního a neoptimálních stavů

Změna hmotnostního průtoku zahlcovací páry

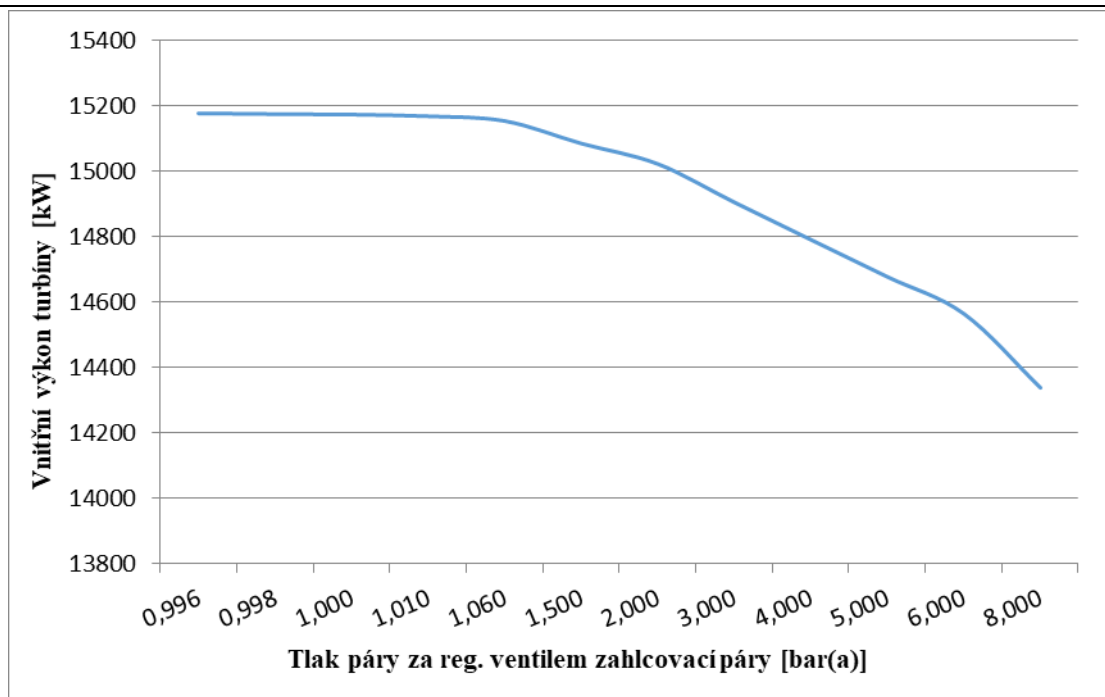
$$\Delta \dot{m}_z = \dot{m}_{ons} - \dot{m}_{ns,1.-12.} \quad (12.4-1)$$

Změna vnitřního výkonu turbíny

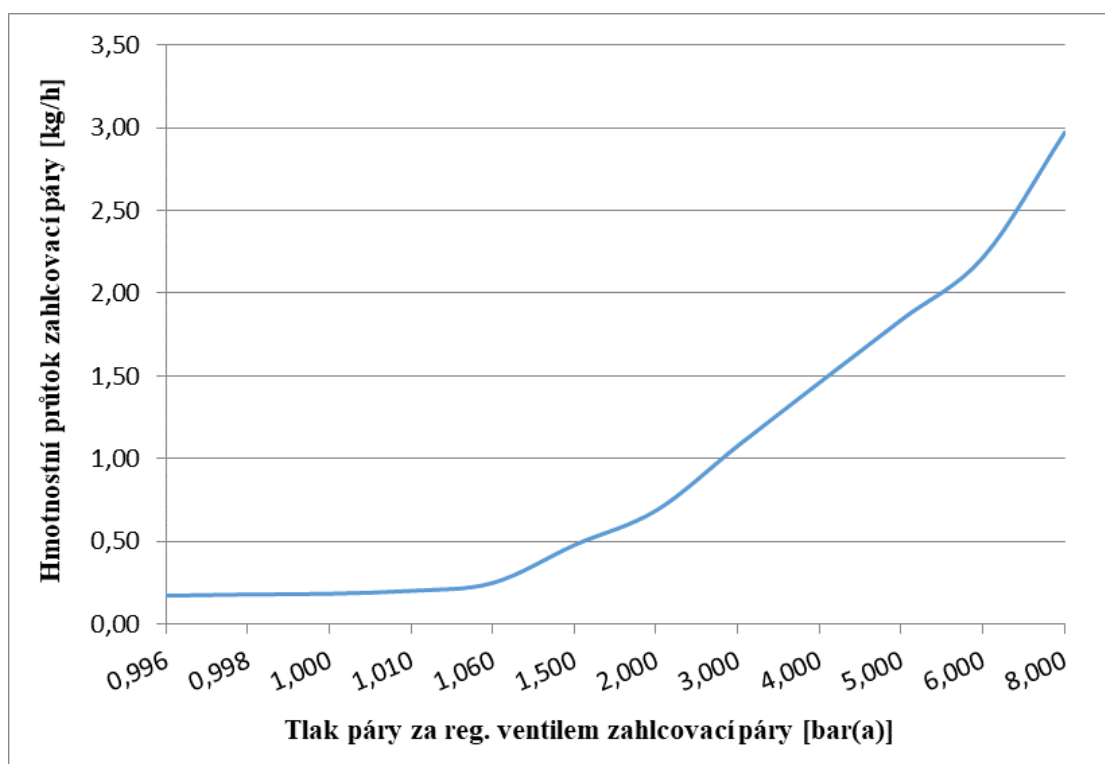
$$\Delta P_{icz} = P_{icns,1.-12.} - P_{icons} \quad (12.4-2)$$

Tabulka 37: Porovnání optimálního stavu a neoptimálních stavů

Nenávrhový stav	p_{ns} [bar(a)]	P_{icns} [kW]	ΔP_{icz} [kW]	\dot{m}_{ns} [t/h]	$\Delta \dot{m}_z$ [t/h]
1.	0,996	15176,58	15,51	0,17	0,05
2.	0,998	15174,44	13,37	0,18	0,04
3.	1,000	15172,94	11,86	0,18	0,04
4.	1,010	15167,85	6,78	0,20	0,02
5.	1,060	15153,41	-7,67	0,25	-0,03
6.	1,500	15084,69	-76,39	0,48	-0,26
7.	2,000	15022,07	-139,01	0,69	-0,46
8.	3,000	14904,79	-256,29	1,08	-0,86
9.	4,000	14790,49	-370,59	1,46	-1,24
10.	5,000	14677,12	-483,96	1,84	-1,62
11.	6,000	14564,08	-597,00	2,22	-2,00
12.	8,000	14338,10	-822,98	2,97	-2,75



Obrázek 56: Závislost vnitřního výkonu na tlaku zhlcovací páry za regulačním ventilem zhlcovací páry



Obrázek 57: Závislost hmotnostního průtoku zhlcovací páry odběrem na tlaku za regulačním ventilem zhlcovací páry

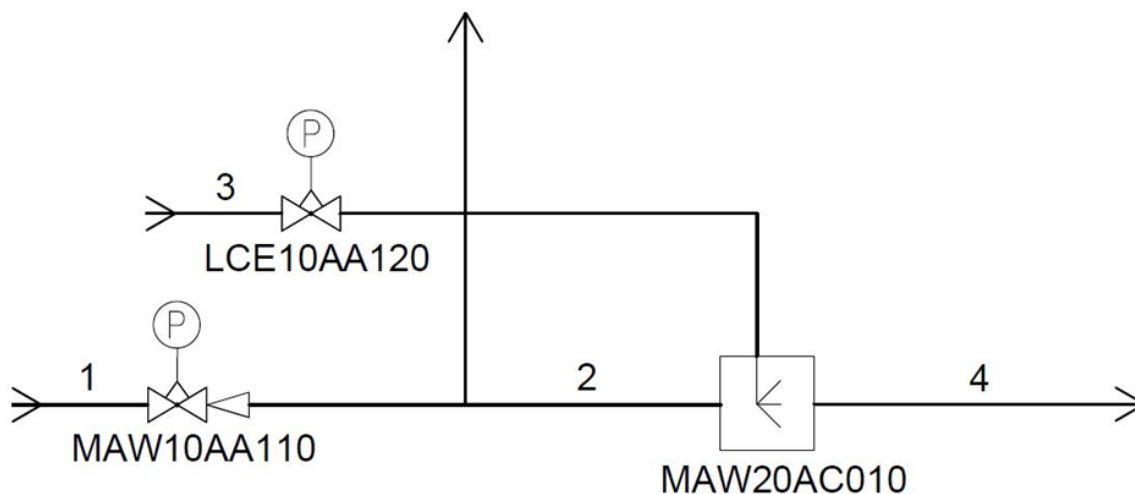
Tlak zhlcovací páry za regulačním ventilem 1,03 bar(a) byl volen jako optimum z hlediska minimální ztráty vnitřního výkonu turbíny a optimálního fungování systému ucpávkové páry.

13 Poptávkový list pro zařízení systému ucpávkové páry

Ze získaných zkušeností a vypočítaných hodnot v této diplomové práci vycházím při vytvoření poptávkového listu pro zařízení systému ucpávkové páry.

Přehledové schéma

Důležitou součástí poptávkového listu je přehledové schéma pro poptávaná zařízení, které slouží k snadné identifikaci jednotlivých zařízení a potrubních větví a také k určení směru hmotnostních průtoků.



Obrázek 58: Schéma pro poptávaná zařízení

Provozní stavy

V kapitolách 8 a 10 se určily hmotnostní průtoky v jednotlivých potrubních větvích při různých provozních stavech, ale také teploty a tlaky. Z rozsahu regulovaných průtoků, teplot a tlaků nabídkový projektant určuje regulační ventily a vstříkový chladič s optimálními regulačními vlastnostmi.

Pohony

Pohony regulačních ventilů byly určeny v kapitole 11.1. Pro jednoduchou konstrukci a nízkou cenu byly zvoleny pneumatické pohony. Také byl zaveden požadavek na pozici kuželky ventilu v případě poruchy, a to na setrvání ve stávající pozici.

Design parametry

Nabídkový projektant také potřebuje znát design parametry, na které byly jednotlivé potrubní sítě navrženy. Ty jsou určeny v kapitole 11.2. Z design parametrů se poté odvíjí jmenovitý tlak PN a volba materiálu armatur, kterou má nabídkový projektant na starosti.

Dimenze potrubí

Pro připojení armatur k potrubí je také nutné znát vstupní a výstupní jmenovité světlosti DN potrubí. Tyto DN byly určeny v kapitole 11.4. Také je potřeba definovat typ připojení armatury k potrubí, které může být realizováno závitem, přírubou či svarem. Kvůli dobré těsnosti

bylo voleno připojení svary, kromě vstřikového chladiče, kde je kvůli konstrukci chladiče lepší volit přírubové připojení.

Médium

Důležitou součástí poptávkového listu je i typ média (pára, kondenzát), pro které mají být armatury navrženy.

Pozice armatur

Také je nutno uvést pozici armatur (vertikální, horizontální), která může mít na jejich konstrukci vliv. Je to hlavně pro případ, kdy se používají pneumatické pohony, kdy je nutné správně umístit filtr vzduchu.

Klimatické podmínky

Na správný chod armatur může mít také vliv teplota okolí, proto je potřeba do poptávkového listu uvést klimatické podmínky ve kterých se budou armatury provozovat. V případě umístění armatur venku je třeba dbát vyšší důraz na ochranu před korozí.

Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout systém ucpávkové páry pro parní kondenzační turbínu podle zadaných parametrů společností Siemens Industrial Turbomachinery, s.r.o. Tento systém byl navržen pro vysokootáčkovou jednotělesovou turbínu se třemi neregulovanými odběry, kdy byl brán ohled na maximální výkon a účinnost. Systém ucpávkové páry byl navržen na nejhorší možné provozní parametry (teplota, tlak, hmotnostní průtok). Veškeré výpočty byly provedeny pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel s nástavbou X Steam, kterou poskytla Mezinárodní asociace pro vlastnosti vody a páry (IAPWS).

V první části diplomové práce je proveden návrh tepelného schématu, kterého je parní turbína součástí. Při tomto návrhu byly uvažovány pouze nové ucpávky. Nejprve byly určeny parametry za kondenzátorem, z kterých vyplývá teplota hlavního kondenzátu 39 °C. Zadaná teplota v odplynováku je 125 °C. Než se dostane hlavní kondenzát do odplynováku, tak je jeho teplota mírně navýšena v kondenzátním čerpadle a následně v kondenzátoru ucpávkové páry, ale toto navýšení je zanedbatelné (výsledná hodnota před odplynovákem je 39,91 °C). Vzhledem k tomu že rozdíl teploty mezi hlavním kondenzátem a zadanou teplotou v odplynováku je značný a odplynovák je schopen ohřevu zhruba do 50 °C, musí být do oběhu před odplynovák zavedena regenerace, konkrétně nízkotlaký ohřívák (NTO). Součástí regenerace v oběhu je také vysokotlaký ohřívák (VTO), který ohřívá kondenzát před vstupem do kotle. Pokud je návrh regenerace v oběhu kompletní, je možné dopočítat zbývající parametry (teplotu, tlak, entalpii, hmotnostní průtok) ve všech klíčových bodech tepelného schématu. Nejdříve se navrhne tepelné schéma pouze předběžně a následně se v něm parametry na základě dalších výpočtů upravují.

Z bilančního schématu oběhu se vychází při předběžném výpočtu stupňové části turbíny. Nejdříve se dělá předběžný návrh regulačního stupně a následně předběžný návrh stupňové části s přetlakovým lopatkováním metodou c_a/u .

Regulační stupeň je volen jako rovnotlaký stupeň (A-kolo) s nerozšířenou dýzou. Výhodou rovnotlakého lopatkování je možnost zavedení parciálního ostříku, který umožňuje volit delší lopatky. Regulační stupeň také díky možnosti zpracovat relativně velký entalpický spád významně snižuje teplotu a tlak páry (snižují se materiálové požadavky), která jde dále do přetlakového lopatkování. Nevýhodou regulačního stupně je jeho relativně nízká účinnost.

Z výpočtu regulačního stupně vyplívají parametry páry za regulačním stupněm, které jsou vstupními parametry pro předběžný výpočet přetlakové části. Při něm je snahou zjistit počet stupňů a průtočný kanál turbíny. Z vypočtených hodnot je zřejmé, že na vnitřní výkon v jednotlivých stupních mají zásadní vliv ztráty. U krátkých lopatek na začátku turbíny dominuje ztráta radiální mezerou. S rostoucí délkou lopatek se zvyšuje ztráta rozvějířením. V zadní části turbíny se projevuje ztráta vlivem vlhkosti páry, která vzniká expanzí do mokré páry.

Druhá část diplomové práce se věnuje návrhu systému ucpávkové páry. Nejdříve jsou popsány armatury, které jsou použity (uzavírací ventil, regulační ventil, filtr atd.). Dále je zde popsáno vytvořené P&ID schéma pomocí identifikačního systému KKS. Následně je vysvětlena funkce a princip systému ucpávkové páry, základní typy možných poruch, odvodnění a jednotlivé typy ucpávek a jejich volba. Na přední rotorové ucpávky (i vyrovnávací píst) se volí bezdotykové pravé labyrintové ucpávky, protože nejsou předpokládány velké relativní posuvy mezi rotorem a statorem. Zadní rotorové ucpávky byly voleny jako bezdotykové s nepravým labyrintem. Je to proto, že při najíždění turbíny dochází k velkým relativním posuvům mezi rotorem a statorem.

Jedním z bodů bylo určení minimálních parametrů pro start systému ucpávkové páry, a to pro start za studena a pro start za tepla jak pro nové, tak i pro vyšlehané ucpávky. Minimální tlak páry pro start za studena a tepla je stejný a je odvozen od jmenovitého tlaku (1/5 jmenovitého tlaku). Minimální teplota páry pro studený start musí být větší než saturační teplota

pro daný tlak (rezerva 30 °C). Minimální teplota páry pro teplý start je odvozena od teploty páry za regulačním stupněm při jmenovitém výkonu, kdy teplota zahlcovací páry by měla být maximálně o 150 °C nižší pro daný tlak a zároveň musí být teplota vyšší, než je saturační teplota pro daný tlak. Výstupem je najížděcí diagram, ve kterém je uvedeno, od jakých parametrů je možné najet systém ucpávkové páry.

Následuje samotný výpočet systému ucpávkové páry, kde se nejdříve určí parametry před a za ucpávkami pro zvolený typ ucpávek, počet břitů a průměr rotoru. Poté se určí množství zahlcovací páry a parametry výsledné parovzdušné směsi, která vstupuje do kondenzátoru ucpávkové páry.

Na vypočítané parametry v systému ucpávkové páry pro nové i vyšlehané ucpávky přímo navazují design parametry a dimenze potrubí. Design parametry se určí z teplot a tlaků při jmenovitých provozních parametrech, ke kterým se přidá rezerva. Pro tlak byla na základě normy IEC 45-1 volena rezerva 20 % a pro teplotu rezerva 14 °C. Pokud jsou známy design parametry lze určit pro jednotlivá potrubí materiál a jmenovitý tlak (PN). Když je znám jmenovitý tlak, který má vliv na tloušťku stěny, a tím pádem i vnitřní průřez potrubí pro danou jmenovitou světlost (DN), lze určit dimenze jednotlivých potrubí. Dimenze potrubí se počítá pro největší možné hmotnostní průtoky. Výpočet probíhá tak, že se pro daný hmotnostní průtok volí různá DN pro různé potrubní úseky v zahlcovací a odsávací trase a sledují se tlakové ztráty, na které má vliv rychlost média. Tlakové ztráty by na doporučení společnosti Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o v zahlcovací trase neměly přesáhnout 0,003 bar a v odsávací trase 0,035 bar. P&ID schéma se následně doplní o údaje o design parametrech a jmenovitou světlost v jednotlivých potrubních úsecích.

Je zde také stručně popsána funkce vyrovnávacího pístu a je proveden výpočet hmotnostního průtoku (pro zvolený počet břitů a průměr rotoru) přes ucpávky. Hmotnostní tok za regulačním stupněm je právě o tento hmotnostní průtok páry vyrovnávacím pístem ponížen, což má za následek snížení vnitřního výkonu turbíny.

Výpočet parametrů v systému ucpávkové páry je proveden pro vyšlehané a nové ucpávky při jmenovitém výkonu turbíny a pro minimální parametry při teplém a studeném startu turbíny.

V optimalizaci systému ucpávkové páry je určen optimální tlak zahlcovací páry a odsávané parovzdušné směsi. Snahou je, aby byl rozdíl těchto tlaků co nejmenší kvůli minimalizaci hmotnostního průtoku páry ucpávkami. Optimální tlak zahlcovací páry (tlak za regulačním ventilem) je odvozen s ohledem na výkyvy při regulaci na požadovaný tlak a tlakové ztráty v potrubí a je zde započítána i rezerva s ohledem na zásadní důležitost systému ucpávkové páry pro provoz parní kondenzační turbíny. Optimální tlak zahlcovací páry je 1,03 bar(a). Optimální tlak v odsávacím potrubí parovzdušné směsi, 0,995 bar(a), je volen s ohledem na minimální požadavky na ventilátor KUP a minimální hmotnostní průtok ucpávkami. V této kapitole se také pozoruje velikost změny vnitřního výkonu v závislosti na tlaku zahlcovací páry za regulačním ventilem. Z výpočtů vyplývá, že čím vyšší je volen tlak páry za regulačním ventilem, tím vyšší je hmotnostní průtok zahlcovací páry, a tím nižší je vnitřní výkon turbíny.

Na základě výpočtů a teorie popsané v diplomové práci byl vypracován poslední cíl diplomové práce, vytvoření poptávkového listu pro zařízení systému ucpávkové páry. Součástí poptávkového listu jsou včetně teplot, tlaků a hmotnostních průtoků v jednotlivých větvích při různých provozních stavech také design parametry, jmenovité světlosti (DN) a jmenovité tlaky (PN) potrubních větví. Do poptávkového listu se také uvádí typ pohonu a pozice kuželky regulačních ventilů v případě poruchy. V poslední části poptávkového listu jsou uvedeny klimatické podmínky, které mohou mít vliv na provoz objednávaných zařízení. Na vytvořený poptávkový list byla učiněna nabídka od společnosti Polnacorp.

Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2003. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [2] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [3] FIEDLER, Jan, VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ a FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 978-80-214-2777-8.
- [4] ŠANDA, Oldřich. *Průmyslové armatury v energetice*. Brno: Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o., 2012.
- [5] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Praha: Informatorium, spol. s r.o., 2002. ISBN 80-7333-000-8.
- [6] DIN 2481. *Thermal Power Plants: Graphical Symbols*. Berlin: DIN Deutsche Institut für Normung, 1976.
- [7] DIN 2429. *Thermal Power Plants: Graphical Symbols*. Berlin: DIN Deutsche Institut für Normung, 1962.
- [8] ČSN EN ISO 10628-2. *Schémata pro chemický a petrochemický průmysl - Část 2: Grafické značky*, 2013. Praha: Český normalizační institut, 2013.
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Škrzení plynů a par. *Transformační technologie* [online]. 2006 [vid. 2016-10-25]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/skrzeni-plynu-a-par.html>
- [10] *Kondenzátory | MICO, spol. s.r.o.* [online]. [vid. 2017-03-25]. Dostupné z: <http://www.mico.eu/cz/kondenzatory.html>
- [11] IEC 45-1. *Steam turbines. Part 1: Specifications*. B.m.: International Electrotechnical Commission, 1991.
- [12] *Fyzikální vlastnosti vzduchu* [online]. [vid. 2017-03-30]. Dostupné z: <http://www.qpro.cz/Vlastnosti-vlhkeho-vzduchu>
- [13] *Vzduch | Fyzikální a chemické vlastnosti vzduchu* [online]. [vid. 2017-04-05]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>
- [14] *Flash Steam | TLV - A Steam Specialist Company (International)* [online]. [vid. 2017-04-01]. Dostupné z: <http://www.tlv.com/global/TI/steam-theory/flash-steam.html>
- [15] ČSN EN 1092-1. *Příruby a přírubové spoje - Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství s označením PN - Část 1: Příruby z oceli*. B.m.: Praha: Český normalizační institut, 2014.
- [16] JANALÍK, Jaroslav. *Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1910-5.

-
- [17] MÍKA, Vladimír, Lubomír NEUŽIL a Jiří VLČKA. *Sbírka příkladů z chemického inženýrství*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1981.
- [18] MATUŠKA, Tomáš, ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE a STROJNÍ FAKULTA. *Experimentální metody v technice prostředí*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 978-80-01-03291-6.

Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratka	Význam
ČSN	Česká technická norma
DIN	Deutsche Industrie-Norm
DN	Jmenovitá světlost
EN	Evropské normy
IAPWS	International Asociation for Properties of Water and Steam
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci
KKS	Kraftwerk Kennzeichen System
KUP	Kondenzátor ucpávkové páry
NTO	Nízkotlaký ohřívák
P&ID	Piping and instrumentation design
PN	Jmenovitý tlak
SUP	Systém ucpávkové páry
VTO	Vysokotlaký ohřívák

Symbol	Význam	Jednotka
(a)	Absolutní tlak	[-]
A _x	Axiální délka	[m]
b/a	Konstanta	[-]
c	Absolutní rychlost	[m·s ⁻¹]
C	Součinitel průtoku	[-]
c/a	Konstanta	[-]
c _p	Měrná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
d, D	Průměr	[m]
f	Součinitel zpětného využití ztrát	[-]
(g)	Přetlak	[-]
h	Měrná entalpie	[J·kg ⁻¹]
H	Entalpický spád	[J·kg ⁻¹]
j	Pořadové číslo ohříváku	[-]
k	Konstanta, Koeficient, Radiální vůle	[-],[·],[·]
l, L	Délka	[m]
L _t	Latentní teplo	[J·kg ⁻¹]
ṁ	Hmotnostní průtok	[kg·s ⁻¹]
n	Otáčky	[s ⁻¹]
p	Tlak	[bar]
P	Výkon	[W]
Pa	Parsonovo číslo	[-]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
s	Měrná entropie, Dělení parciálního ostříku	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹],[·]
S	Průřez	[m ²]
t	Teplota	[°C]
T	Vzdálenost mezi břity	[m]
u	Obvodová rychlost	[m·s ⁻¹]
v	Měrný objem	[m ³ ·kg ⁻¹]
w	Hmotnostní zlomek, Rychlost	[-],[m·s ⁻¹]
x	Suchost, Výrobní tolerance	[-]
z	Měrné ztráty, Počet břitů	[J·kg ⁻¹]

α	Výstupní úhel, Výstupní úhel, Součinitel	[°], [-]
β	Poměr	[-]
δ	Nedohřev, Součinitel, Radiální vůle, Relativní tlaková ztráta	[°C], [-]
Δh	Změna entalpie	[J·kg ⁻¹]
Δp	Tlaková diference	[bar]
ε	Parciální ostřík, Součinitel expanze	[-], [-]
η	Účinnost, Dynamická viskozita	[-], [Pa·s]
κ	Izoentropický exponent	[-]
λ	Součinitel tření	[-]
ν	Kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
ξ	Poměrná ztráta, Součinitel místního odporu	[-], [-]
ρ	Hustota, Stupeň reakce	[kg·m ⁻³]
φ	Rychlostní součinitel statoru, Relativní vlhkost	[-]

Dolní index	Význam
0	Stav před turbínou, Stav před regulačním stupněm, Skutečná lopatka, Stav před první lopatkou kuželu
0t	Totální ostřík
1	Stav mezi rotorem a statorem regulačního stupně, Ostřík v celku, První stupeň, Stav na vstupu do ucpávky, Stav před regulačním ventilem
10	Stav odběru páry pro VTO
11	Stav odběru páry pro VTO za VTO
12	Stav odběru páry pro odplynovák před odplynovákem
13	Stav odběru páry pro odplynovák
14	Stav odběru páry pro NTO před NTO
15	Stav odběru páry pro NTO
16	Stav odběru páry pro NTO za NTO
17	Stav před kondenzátorem
18	Stav za kotlem
19	Stav odběru páry pro SUP
2	Stav za kondenzátorem, Stav za poslední lopatkou kuželu
20	Stav na výstupu z ucpávky, Stav před vstřikovým chladičem
21	Stav páry před KUP
22	Stav hlavního kondenzátu za KUP
23	Stav kondenzátu za KUP
24	Stav hlavního kondenzátu před KUP
3	Stav odběru pro vstřík do SUP
4	Stav za kondenzátním čerpadlem, Stav vstříku
5	Stav v odplynováku, Stav za vstřikem
6	Stav hlavního kondenzátu před odplynovákem, Ztráta ventilací
7	Stav za odplynovákem
8	Stav za napájecím čerpadlem
9	Stav před kotlem
9	Stav odběru páry pro VTO před VTO

∞	Nekonečně dlouhá lopatka
A	Axiální směr
A,B,C,D,E,F	Ucpávka
AN – FN	Nové ucpávky
ASS	Stav ucpávky A pro studený start (nové ucpávky)
ATS	Stav ucpávky A pro teplý start (nové ucpávky)
AV – FV	Vyšlehané ucpávky
AVP	Odběr za vyrovnávacím pístem (nové ucpávky)
AVPV	Odběr za vyrovnávacím pístem (vyšlehané ucpávky)
AVSS	Stav ucpávky A pro studený start (vyšlehané ucpávky)
AVTS	Stav ucpávky A pro teplý start (vyšlehané ucpávky)
b	břit
B,C,CB, FS	Koeficient (nové ucpávky)
BA, DE	Stav zahlcovací páry (nové ucpávky)
BASS	Stav ve větvi AB pro studený start (nové ucpávky)
BATS	Stav ve větvi AB pro teplý start (nové ucpávky)
BAV, DEV	Stav zahlcovací páry (vyšlehané ucpávky)
BAVSS	Stav ve větvi AB pro studený start (vyšlehané ucpávky)
BAVTS	Stav ve větvi AB pro teplý start (vyšlehané ucpávky)
BSS	Stav ucpávky B pro studený start (nové ucpávky)
BTS	Stav ucpávky B pro teplý start (nové ucpávky)
BV,CV,CBV	Koeficient (vyšlehané ucpávky)
FSV	
BVSS	Stav ucpávky B pro studený start (vyšlehané ucpávky)
BVTS	Stav ucpávky B pro teplý start (vyšlehané ucpávky)
c	Ztráta výstupní rychlostí, Celkový stav
CB, EF	Stav parovzdušné směsi (nové ucpávky)
CBV, EFV	Stav parovzdušné směsi (vyšlehané ucpávky)
cl	Clona
ČK	Zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu
d	Design parametr
da	Design parametry pro azurovou oblast
dč	Design parametry pro červenou oblast
df	Design parametry pro fialovou oblast
dh	Design parametry pro hnědou oblast
dm	Design parametry pro modrou oblast
do	Design parametry pro oranžovou oblast
dr	Design parametry pro růžovou oblast
ds	Design parametry pro stříbrnou oblast
dš	Design parametry pro šedou oblast
dz	Design parametry pro zelenou oblast
dž	Design parametry pro žlutou oblast
FS	Stav páry za odvaděčem kondenzátu (nové ucpávky)
FSkonz	Stav paroplynové směsi za odvaděčem kondenzátu (nové ucpávky)
FSV	Stav páry za odvaděčem kondenzátu (vyšlehané ucpávky)
geod	Převýšení odplynováku vůči čerpadlu
h	Hlavový
ch	Chladicí voda
chl	Stav chladicí vody na vstupu

ch2	Stav chladicí vody na výstupu
i	Vnitřní stav
ic	Celkový vnitřní stav
icens	Celkový vnitřní návrhový stav
icons	Celkový vnitřní optimální návrhový stav
in	Vnitřní průměr
iz	Izoentropický stav
k	Kondenzátor, Radiální mezera
K	Kotel
KČ	Kondenzátní čerpadlo
kon	Stav kondenzátu na výstupu z KUP (nové ucpávky)
konV	Stav kondenzátu na výstupu z KUP (vyšlehané ucpávky)
konz	Stav kondenzátu za odvaděčem kondenzátu (nové ucpávky)
konzV	Stav kondenzátu za odvaděčem kondenzátu (vyšlehané ucpávky)
KP	Potrubí nízkotlakové regenerace
krit	Kritický stav
KUP	Stav parovzdušné směsi na vstupu do KUP, Kondenzátor ucpávkové páry
KUPp	Stav páry na vstupu do KUP (nové ucpávky)
KUPpV	Stav páry na vstupu do KUP (vyšlehané ucpávky)
l	Lopatka
m	Měsíčková vůle
ma	Maximální parametry pro azurovou oblast
max,s	Maximální stav pro start za studena
max,s	Maximální stav pro start za tepla
maxo	Maximální ztráta v odsávací trase
maxu11	Maximální ztráta ve větvi s ventilátorem
maxz	Maximální ztráta v zahlcovací trase
mč	Maximální parametry pro červenou oblast
mf	Maximální parametry pro fialovou oblast
mh	Maximální parametry pro hnědou oblast
min,s	Minimální stav pro start za studena
min,s	Minimální stav pro start za tepla
mk	Mezera před kuzelem
ml	Mezera mezi lopatkami
mm	Maximální parametry pro modrou oblast
mo	Maximální parametry pro oranžovou oblast
mr	Maximální parametry pro růžovou oblast
ms	Maximální parametry pro stříbrnou oblast
mš	Maximální parametry pro šedou oblast
mz	Maximální parametry pro zelenou oblast
n	Poslední stupeň
NČ	Napájecí čerpadlo
niz	Stav za kuzelem při izoentropické expanzi
nn	Napájecí nádrž
np	Potrubí napájecí vody
ns	Návrhový stav
NTO	Nízkotlaký ohřívač
NTOiz	Stav odběru páry pro NTO pro izoentropickou expanzi

NUSS	Studený start s novými ucpávkami
NUTS	Teplý start s novými ucpávkami
o2	Stav za odvodněním 2 (nové ucpávky)
o2V	Stav za odvodněním 2 (vyšlehané ucpávky)
od	Odplynovák
Oiz	Stav odběru páry pro odplynovák pro izoentropickou expanzi
OK	Ohřev kondenzátu
ons	Optimální návrhový stav
opt	Optimální lopatka
p	Patní, Přední
pj	Stav mezi odběrovým místem a ohřívákem
pp	Parní potrubí mezi turbínou a kotlem
pt	Přetlakové lopatkování
red	Redukovaná lopatka
rh	Regulační zařízení pro regulaci hladiny
rn	Regulační ventil napájecí vody
RS	Regulační stupeň
RS,1	Stav za rozváděcí řadou regulačního stupně
RS,1iz	Stav za rozváděcí řadou reg. stupně při izoentropické expanzi
RS,2	Stav na konci expanze regulačního stupně
RV1	Stav před regulačním ventilem (nové ucpávky)
RV1V	Stav před regulačním ventilem (vyšlehané ucpávky)
RV2	Stav za regulačním ventilem (nové ucpávky)
RV2V	Stav za regulačním ventilem (vyšlehané ucpávky)
s	Střední
satmax,s	Maximální saturovaný stav pro start za studena
satmin,s	Minimální saturovaný stav pro start za studena
t	Tření
tdi	Vnitřní termodynamický stav
tf	Tlakový faktor
u	Obvodový směr
u	Úsek
u1 – u20	Úsek 1 až úsek 20 (nové ucpávky)
umin,t	Minimální stav na vstupu do ucpávky při startu za tepla
v	Ztráta rozvějířením
v	Koeficient vyšlehaní
VP	Vyrovnávací píst
VPN	Vyrovnávací píst nové ucpávky)
VPV	Vyrovnávací píst (vyšlehané ucpávky)
vr	Výstupní rychlost
vs	Stav vstřiku (nové ucpávky)
vs1	Stav před vstřikem (nové ucpávky)
vs1V	Stav před vstřikem (vyšlehané ucpávky)
vs2	Stav za vstřikem (nové ucpávky)
vs2V	Stav za vstřikem (vyšlehané ucpávky)
vsV	Stav vstřiku (vyšlehané ucpávky)
VTO	Vysokotlaký ohřívák
VTOiz	Stav odběru páry pro VTO pro izoentropickou expanzi
VUSS	Studený start s vyšlehanými ucpávkami
VUTS	Teplý start s vyšlehanými ucpávkami

vz	Stav vzduchu (nové ucpávky)
vzV	Stav vzduchu (vyšlehané ucpávky)
z	Zahlcovací pára (nové ucpávky), Zadní, Změna
zc1	Stav za clonou 1 (nové ucpávky)
zc1V	Stav za clonou 1 (vyšlehané ucpávky)
zc2	Stav za clonou 2 (nové ucpávky)
zc2V	Stav za clonou 2 (vyšlehané ucpávky)
zd	Potrubí mezi odběrem a odplynovákem
zV	Zahlcovací pára (vyšlehané ucpávky)
ξ	Místní odpor

Seznam příloh

Příloha 1: Poptávkový list pro zařízení systému ucpávkové páry

Příloha 2: Nabídkový list pro zařízení systému ucpávkové páry

Příloha 3: P&ID schéma systému ucpávkové páry